8. ACȚIONAREA MAȘINILOR-UNELTE

8.1. ACȚIONAREA MECANICĂ

Lanțurile cinematice realizate pe cale mecanică sînt alcătuite din mecanisme pentru transmiterea, reglarea și eventual transformarea mișcării de rotație în mișcarea de translație sau în mișcare intermitentă de rotație. În acest paragraf se deduc formulele care permit calculul raportului de transmitere pentru principalele mecanisme utilizate în lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte.

8.1.1. Notații utilizate

m este modulul roții dințate, mm;

j, k — indică arborele diferențialului, $j=I, II, III$, $k=I, II, III$ (vezi fig. 8.15—8.18);

l — indică tipul diferențialului: diferențial cu roți conice, $l=1$; diferențial cu roți conice și carcasă rotitoare $l=2$; diferențialul cu sateliți din fig. 8.17, $l=3$; diferențialul cu sateliți din fig. 8.18, $l=4$;

j_1, j_2 — indică unul din arborii de intrare ai diferențialului I, II sau III;

$i_r, i_m, i_p, i_{pc}, i_{sp}, i_c, i_{cm}, i_{k-j}$ — rapoarte de transmitere pentru: angrenajul a două roți dințate (i_r); angrenaj melc-roată melcată (i_m); mecanism planetar (i_p); mecanism pinion-cremalieră (i_{pc}); mecanism șurub-piuliță (i_{sp});

mecanism cu clichet (i_c); mecanism cu cruce de malta (i_{cm}); diferențialul l între arborii k, j, $i^{(l)}_{k-j}$;

n_i, n_e — turația arborelui conducător (semna-i lul de intrare) și turația arborelu condus (semnalul de ieșire), rot/min;

v_i, v_e — viteza tangențială la cercul de divizare al roții conducătoare respectiv conduse, mm/min;

ω_i, ω_e — viteza unghiulară a roții conducătoare respectiv a roții conduse, rad/min;

R_1, R_2 — razele cercurilor de divizare, mm;

z, $z_1 - z_n$ — numerele de dinți ale roților dințate;

K — numărul de începuturi ale melcului;

p_m — pasul elicei melcului, mm;

R_n — raportul de reglare al turațiilor;

p_{sc} — pasul șurubului, mm;

γ — pasul unghiular al roții de clichet, radiani;

z_c — numărul de dinți ai roții de clichet;

z'_s — numărul de dinți pe care îi depășește clichetul la o oscilație a sa;

n — numărul canalelor crucii de malta;

i — numărul bolțurilor crucii de malta;

v_{pn} — viteza de deplasare a pinionului, mm/min;

n_{pn} — turația pinionului, rot/min;

n_{rm} — turația roții melcate, rot/min;

n_m — turația melcului, rot/min;

v_m — viteza de deplasare a melcului, mm/min;

D_{sc} — diametrul sectorului (fig. 8.11), mm;

D_d — diametrul de divizare, mm;

v_{st} — viteza de deplasare a saniei transversale (fig. 8.11), mm/min;

ω_p — viteza unghiulară a roții piesă, rad/min;

n_p — turația roții piesă, rot/min;

Y_e, Y_i — semnalul de ieșire respectiv semnalul de intrare;

$n^{(l)}_k$ — turația arborelui k pentru diferențialul l, rot/min;

v_{cd} — viteza de deplasare a cadrului CD (fig. 8.11), mm/min;

x, b — brațele pîrghiei p (fig. 8.11), mm;

v_{sc} — viteza de translație a șurubului, mm/min;

n_{pl} — turația piuliței, rot/min;

n_{sc} — turația șurubului, rot/min;

n_{II} — turația arborelui II (fig. 8.13), rot/min;

p_{cm} — pasul elicei camei c_m (fig. 8.13), rot/min;

v_t — viteza de translație a arborelui II (fig. 8.13), mm/min;

n_I n_{III} — turațiile arborilor I III de la mecanismul pentru însumarea mișcării (fig. 8.14), rot/min,

n_r — numărul de rotații;

n_k^j — turația arborelui k la rotirea arborelui j cu turația n_j $(j \neq k)$, rot/min;

v_s — viteza de deplasare a sculei, m/min;

v_p — viteza de deplasare a unui punct de pe elicea filetului, m/min;

p_E — pasul elicei filetului, mm;

A_F, B_F — roți dințate în lanțul cinematic de filetare;

i_f — raportul de transmitere constant din lanțul cinematic de filetare;

$C_F = \frac{1}{i_f}$ — constanta lanțului cinematic de filetare;

p_s — pasul elicei filetului frezei melc, mm;

n_s — turația sculei, rot/min;

ω_s — viteza unghiulară a sculei, rad/min;

z_s — numărul de dinți ai sculei;

z_o — numărul de dinți ai roții plane imaginare;

n_{rp} — turația roții plane imaginare, rot/min;

γ_b — unghiul piciorului dintelui roții piesă, grade;

δ_a — semiunghiul conului de divizare al roții piesă, grade;

p_p — pasul roții piesă, mm;

t — indică tipul prelucrării roților dințate și anume: prelucrarea cu freză melc,

Scanned with OKEN Scanner

$t=1$; prelucrarea cu cuțit roată, $t=2$; prelucrarea cu cuțit pieptene, $t=3$; prelucrarea roților conice cu dinți drepți sau în formă de arc de cerc, $t=4$;

$A_R^{(t)}$, $B_R^{(t)}$ — roțile dințate de schimb din lanțul cinematic de rulare pentru tipul de prelucrare, t;

i_R — raportul de transmitere constant din lanțul cinematic de rulare;

$C_R=\frac{1}{i_R}$ — constanta lanțului cinematic de rulare;

z_p — numărul de dinți ai roții piesă;

n_K — turația camei din lanțul cinematic de detalonare, rot/min;

z_K — numărul de ridicături ale camei;

A_D, B_D — roți dințate de schimb din lanțul cinematic de detalonare;

i_D — raportul de transmitere constant din lanțul cinematic de detalonare;

$C_D=\frac{1}{i_D}$ — constanta lanțului cinematic de detalonare;

8.1.2 Relații de calcul

$$i_r=\frac{z_1}{z_2}; \tag{8.1}$$

$$i_m=\frac{K}{z}; \tag{8.2}$$

$$i_p=1-\frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}; \tag{8.3}$$

$$R_n=\frac{n_{max}}{n_{min}}=\frac{i_{max}}{i_{min}}; \tag{8.4}$$

$$i_{pc}=\pi m z_1 \text{ [mm]}; \tag{8.5}$$

$$i_{sp}=p_{sc} \text{ [mm]}; \tag{8.6}$$

$$i_c=\frac{z_s'}{z_c}; \tag{8.7}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$i_{cm} = \frac{i}{n}; \tag{8.8}$$

$$v_{cr} = \pi m z \; n_{pn} \pm v_{pn} \quad [\text{mm/min}]; \tag{8.9}$$

$$n_{pn} = \frac{v_{cr} \pm v_{pn}}{\pi m z} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.10}$$

$$n_{rm} = \frac{k}{z} n_m \pm \frac{v_m}{m_z} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.11}$$

$$x = b\left(\frac{D_{sc}}{D_a} - 1\right) \quad [\text{mm}]; \tag{8.12}$$

$$v_{sc} = p_{sc}(n_{sc} \pm n_{pl}) \quad [\text{mm/min}]; \tag{8.13}$$

$$n_{II} = \frac{n_m K}{z} \pm \frac{v_t}{p_{cm}} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.14}$$

$$n_{III} = n_{II} \pm \frac{n_I K}{z} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.15}$$

$$n_k^{(l)} = n_k^{j_1} \pm n_k^{j_2} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.16}$$

$$n_{III}^{(1)} \frac{n_I^{(1)} \pm n_{II}^{(1)}}{2} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.17}$$

$$n_I^{(1)} = 2n_{III}^{(1)} \mp n_{II}^{(1)} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.18}$$

$$n_I^{(2)} = -n_{III}^{(2)} \pm 2n_{II}^{(2)} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.19}$$

$$n_{II}^{(2)} = \frac{n_I^{(2)} \pm n_{III}^{(2)}}{2} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.20}$$

$$n_{III}^{(2)} = 2n_{II}^{(2)} \mp n_I^{(2)} \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.21}$$

$$i_{I-III}^{(3)} = \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1}; \tag{8.22}$$

$$i_{III-I}^{(3)} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}; \tag{8.23}$$

$$i_{II-I}^{(3)} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}; \tag{8.24}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$i^{(3)}_{I-II} = \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}\right)^{-1}; \tag{8.25}$$

$$i^{(3)}_{II-III} = 1 - \frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}; \tag{8.26}$$

$$i^{(3)}_{III-II} = \left(1 - \frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}\right)^{-1} \tag{8.27}$$

$$\frac{n_{sc}}{n_p} = \frac{p_E}{p_{sc}} \tag{8.28}$$

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{p_E}{p_{sc}} \tag{8.29}$$

$$z_o = z_p \frac{\cos \gamma_b}{\cos \delta_d} \tag{8.30}$$

$$n_p z_p = n_s K \tag{8.31}$$

$$n_p z_p = n_s z_s \tag{8.32}$$

$$n_p z_p \pi m = n_{sc} p_{sc} \tag{8.33}$$

$$n_p = n_{rp} \frac{\cos \gamma_b}{\sin \delta_d} \tag{8.34}$$

$$\frac{A^{(1)}_R}{B^{(1)}_R} = C_R \frac{K}{z_p} \tag{8.35}$$

$$\frac{A^{(2)}_R}{B^{(2)}_R} = C_R \frac{z_s}{z_p} \tag{8.36}$$

$$\frac{A^{(3)}_R}{B^{(3)}_R} = C_R \frac{p_{sc}}{p_p z_p} \tag{8.37}$$

$$\frac{A^{(4)}_R}{B^{(4)}_R} = C_R \frac{\cos \gamma_b}{\sin \delta_d} \tag{8.38}$$

$$n_p z_p = n_K z_K \tag{8.39}$$

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{z_p}{z_k} \tag{8.40}$$

Scanned with OKEN Scanner

8.1.3. Probleme caracteristice rezolvate

8.1.3.1. *Mecanisme pentru transmiterea și reglarea mișcării de rotație*

2. Să se determine raportul de transmitere pentru un angrenaj cu roți dințate.

Rezolvare. Relația ce permite calculul raportului de transmitere se obține prin egalarea vitezelor tangențiale la cercurile de divizare ale celor două roți dințate în angrenare (fig. 8.1).

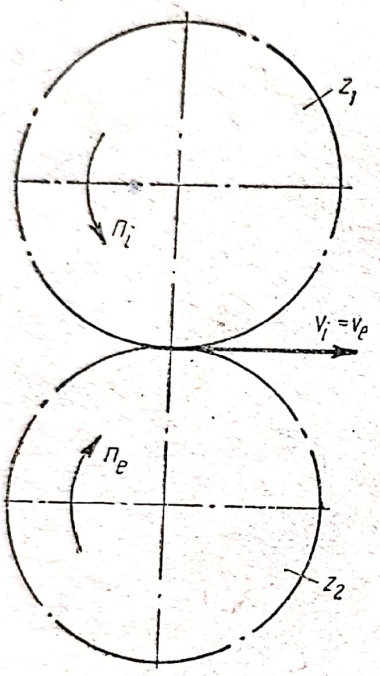

Fig. 8.1. Angrenaj de roți dințate.

Vitezele v_i și v_e se pot exprima în funcție de parametrii roților și turațiile acestora, cu relațiile:

$$v_i = R_1\omega_i = mz_1\pi n_i; \quad (8.1.1)$$

$$v_e = R_2\omega_e = mz_2\pi n_e. \quad (8.1.2)$$

Egalînd cele două viteze rezultă raportul de transmitere

$$i_r = \frac{n_e}{n_i} = \frac{z_1}{z_2}. \quad (8.1)$$

2. Să se determine raportul de transmitere pentru angrenajul melc-roată melcată.

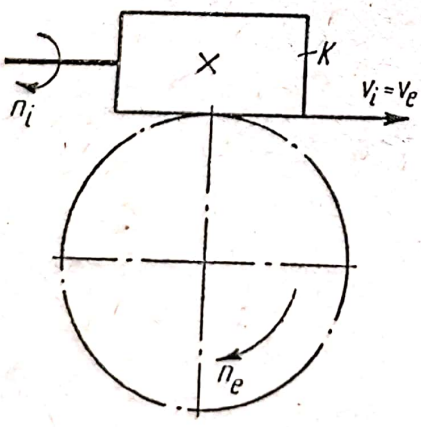

Fig. 8.2. Angrenaj melc-roată melcată.

Rezolvare. Viteza tangențială la cercul de divizare al roții dințate (fig. 8.2) este dată de (8.1.2) iar viteza axială a unui punct de pe elicea melcului se determină cu relația

$$v_i = n_i p_m K. \quad (8.2.1)$$

Egalînd v_i dat de (8.2.1) cu v_e dat de (8.1.2) în care z_2 se înlocuiește cu z, rezultă raportul de transmitere al angrenajului melc-roată melcată

$$i_m = \frac{n_e}{n_i} = \frac{K}{z}. \quad (8.2)$$

Scanned with OKEN Scanner

3. Să se afle expresia raportului de transmitere pentru mecanismul planetar.

Rezolvare. Mecanismul planetar (fig. 8.3) constă din două angrenaje și trei arbori. Roata dințată z_1 este fixă și din acest motiv la rotirea arborelui *I*, arborele *II*, împreună cu roțile dințate z_2 și z_3, se va roti atît în jurul axei proprii cît și în jurul arborelui *I* și *III* (fig. 8.3).

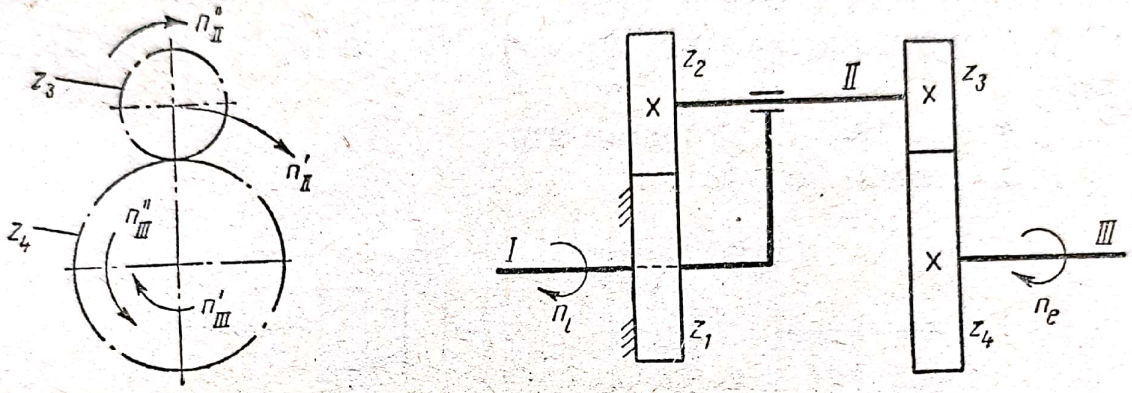

Fig. 8.3. Mecanism planetar.

Turația n'_{II} cu care arborele *II* se rotește în jurul arborelui *I* și *III* este egală cu turația n_i a arborelui *I*. Turația n''_{II} a aceluiași arbore *II* în jurul axei proprii este dată de relația

$$n''_{II} = \frac{z_1}{z_2} n_i. \qquad (8.3.1)$$

Turația arborelui *III* (n_e) este egală cu diferența dintre turațiile n'_{III} și n''_{III}

$$n_e = n'_{III} - n''_{III}. \qquad (8.3.2)$$

Întrucît $n'_{III} = n''_{II}$, iar

$$n''_{III} = \frac{z_3}{z_4} n''_{II}, \qquad (8.3.3)$$

prin înlocuirea relației (8.3.1) în (8.3.3) și apoi a acesteia din urmă în (8.3.2), se obține

$$n_e = n_i - \frac{z_1}{z_4} \frac{z_3}{z_4} n_i. \qquad (8.3.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

Din (8.3.4) rezultă formula pentru calculul raportului de transmitere în cazul mecanismului planetar

$$i = \frac{n_e}{n_i} = 1 - \frac{z_1}{z_2}\,\frac{z_3}{z_4}\,. \qquad (8.3)$$

Din relația (8.3) rezultă că raportul de transmitere considerat de la arborele *I* la arborele *III* este subunitar, în cazul cînd $z_1 z_3 < z_2 z_4$, fapt ce permite utilizarea acestui mecanism în unele lanțuri cinematice de avans ale mașinilor-unelte.

4. Pentru mecanismul de meandru din fig. 8.4 să se determine:

a. rapoartele de transmitere;

b. raportul de reglare.

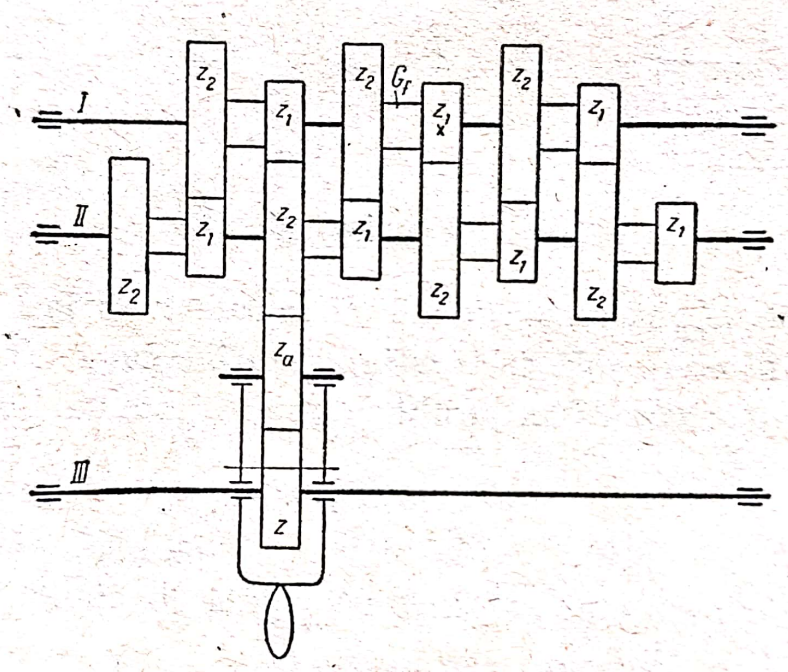

Fig. 8.4. Mecanism în meandru:
G_f — grup fix pe arbore.

Rezolvare. Mecanismul în meandru se utilizează în lanțurile cinematice de avans ale unor mașini-unelte și el se compune dintr-un număr de grupuri identice de cîte două roți care angrenează așa cum se vede în fig. 8.4. Grupul notat cu G_f este fix pe arborele *I* iar toate celelalte grupuri sînt mobile. Mișcarea se introduce la arborele *I* și se culege la arborele *III* prin angrenarea pinionului z_a cu una din roțile z_1 sau z_2 de pe arborele *II*.

Scanned with OKEN Scanner

a. Pentru $z_2 > z_1$, rapoartele de transmitere în ordine crescătoare sînt:

$$i_1 = i_{min} = \frac{z_1}{z_2}\frac{z_1}{z_2}\frac{z_1}{z_2}\frac{z_1}{z_a}\frac{z_a}{z} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{-3} \cdot \frac{z_1}{z};$$

$$i_2 = \frac{z_1}{z_2}\frac{z_1}{z_2}\frac{z_1}{z_2}\frac{z_2}{z_a}\frac{z_a}{z} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{-2} \cdot \frac{z_1}{z};$$

$$i_3 = \frac{z_1}{z_2}\frac{z_1}{z_a}\frac{z_a}{z} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{-1} \cdot \frac{z_1}{z};$$

$$i_4 = \frac{z_1}{z_2}\frac{z_2}{z_a}\frac{z_a}{z} = \frac{z_1}{z};$$

$$i_5 = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_1}{z_a}\frac{z_a}{z} = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_1}{z};$$

$$i_6 = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_2}{z_a}\frac{z_a}{z} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{2} \cdot \frac{z_1}{z};$$

$$i_7 = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_2}{z_1}\frac{z_2}{z_1}\frac{z_1}{z_a}\frac{z_a}{z} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{3} \cdot \frac{z_1}{z};$$

$$i_8 = i_{max} = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_2}{z_1}\frac{z_2}{z_1}\frac{z_2}{z_a}\frac{z_a}{z} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{4} \cdot \frac{z_1}{z}.$$

Se observă că mecanismul în meandru realizează rapoarte de transmitere în progresie geometrică cu raţia $\frac{z_2}{z_1}$. Prin urmare, cu un asemenea mecanism se obţin turaţii ordonate în progresie geometrică cu raţia $\varphi = z_2/z_1$.

b. Raportul de reglare al turaţiilor pentru mecanismul în meandru se determină cu relaţia 8.4 în care se înlocuieşte i_{max} şi i_{min} cu relaţiile deduse la punctul *a* şi rezultă:

$$R_n = \frac{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{4}\frac{z_1}{z}}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{-3}\frac{z_1}{z}} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^{7}.$$

Se observă că raportul de reglare este egal cu raportul dinţilor roţilor z_2 şi z_1 ridicat la o putere egală cu numărul grupurilor de roţi.

Scanned with OKEN Scanner

8.1.3.2. *Mecanisme pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație*

1. Să se determine raportul de transmitere pentru mecanismul pinion-cremalieră.

Rezolvare. Mecanismul pinion-cremalieră constă dintr-un pinion z_1 și o cremalieră C_r (fig. 8.5) și este destinat transformării mișcării de rotație în mișcarea de translație sau invers.

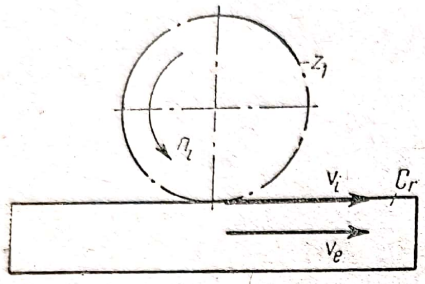

Fig. 8.5. Mecanism pinion-cremalieră:
z_1 — pinion; C_r — cremalieră.

În primul caz semnalul de intrare este turația n_i a pinionului iar semnalul de ieșire viteza v_e a cremalierei. În cel de al doilea caz, ca semnal de intrare se consideră viteza cremalierei iar ca semnal de ieșire turația pinionului.

Raportul de transmitere al mecanismului pinion-cremalieră la transmiterea mișcării de la pinion la cremalieră se obține prin egalarea vitezei v_i, dată de (8.1.1) cu v_e și rezultă

$$i_{pc} = \frac{v_e}{n_i} = \pi m z_1 \text{ [mm]}. \tag{8.5}$$

La transmiterea mișcării de la cremalieră la pinion, raportul de transmitere se obține în același mod și rezultă

$$i_{pc} = \frac{n_i}{v_e} = \frac{1}{\pi m z_1}.$$

2. Să se determine raportul de transmitere pentru mecanismul șurub-piuliță.

Rezolvare. Mecanismul șurub-piuliță (fig. 8.6) este destinat transformării mișcării de rotație în mișcare de translație. Semnalul de intrare poate fi dat fie la șurub, fie la piuliță, iar semnalul de ieșire rezultă la piuliță cînd șurubul se rotește dar nu se poate deplasa, sau la șurub cînd piulița se rotește dar nu se poate deplasa. Semnalul de ieșire este viteza v_e de deplasare a șurubului sau a piuliței, iar semnalul de de intrare, turația n_i a piuliței sau șurubului.

Scanned with OKEN Scanner

Prin egalarea vitezei v_e cu viteza $v_i = n_i p_{sc}$ rezultă raportul de transmitere

$$i_{sp} = \frac{v_e}{n_i} = p_{sc} \ [\text{mm}]. \qquad (8.6)$$

Acest raport de transmitere are aceiaşi expresie, indiferent de sensul transmiterii mişcării.

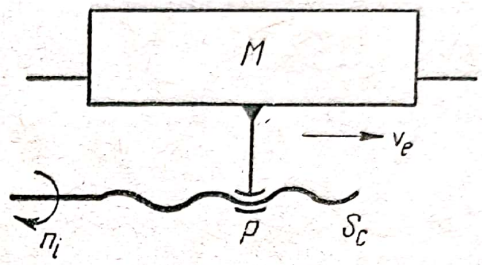

Fig. 8.6. Mecanism şurub-piuliţă:
P — piuliţă; S_c — şurub; M — masa maşinii.

8.1.3.3. *Mecanisme pentru transformarea mişcării de rotaţie în mişcare intermitentă*

1. Să se afle raportul de transmitere pentru mecanismul cu clichet.

Rezolvare. Mecanismul cu clichet (fig. 8.7) transformă mişcarea circulară continuă în mişcare circulară intermitentă.

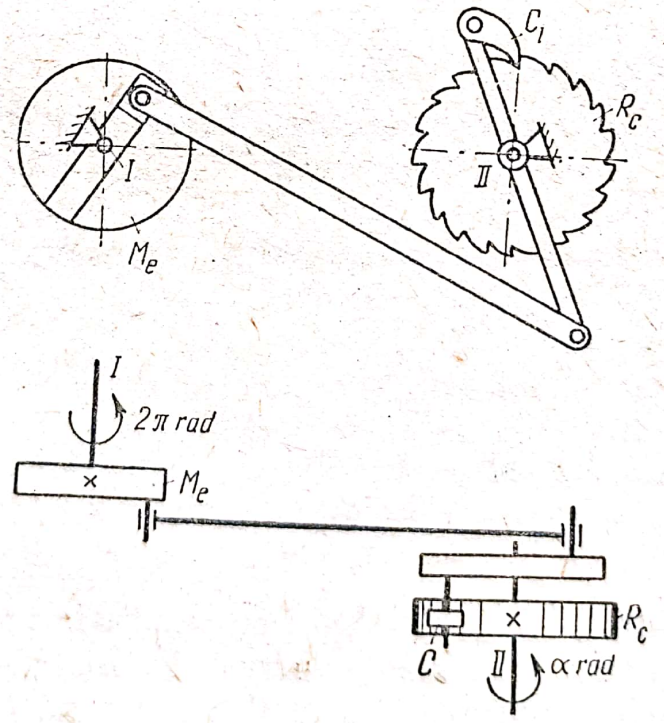

Fig. 8.7. Mecanism cu clichet:
R_c — roată de clichet; C_1 — clichet; M_E — mecanism cu excentric.

Scanned with OKEN Scanner

Mișcarea se introduce în mecanism prin arborele *I* și se culege de la arborele *II*. Semnalul de intrare (Y_1) este egal cu 2π radiani (o rotație) iar semnalul de ieșire (Y_e), α radiani (fig. 8.7).

Semnalul de ieșire se exprimă în funcție de parametrii clichetului, cu relația

$$\alpha = \gamma z_s' = \frac{2\pi}{z_c} z_s'.$$

Raportul de transmitere se calculează cu relația

$$i_c = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{\alpha}{2\pi} = \frac{z_s'}{z_c}; \qquad (8.7)$$

2. Să se afle raportul de transmitere pentru mecanismul cu cruce de malta.

Rezolvare. Mecanismul cu cruce de malta se utilizează pentru transformarea mișcării circulare continue în mișcare circulară intermitentă. Mișcarea continuă se aplică arborelui *I*, iar mișcarea intermitentă se culege de la arborele *II* (fig. 8.8).

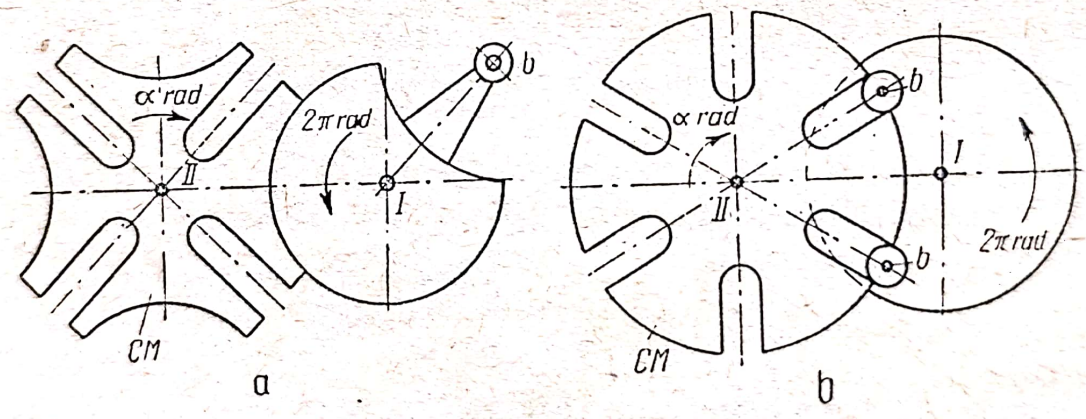

Fig. 8.8. Mecanism cu cruce de malta:
a — cu un singur bolț; *b* — cu două bolțuri; C_M — cruce de malta; *b* — bolț.

Semnalul de intrare, Y_i, este egal cu o rotație (2π radiani) iar semnalul de ieșire $Y_e = \alpha$ se exprimă în funcție de numărul de canale n și de numărul bolțurilor i, cu relația

$$\alpha = \frac{2\pi}{n} i.$$

Scanned with OKEN Scanner

Cunoscînd semnalul de intrare și semnalul de ieșire rezultă raportul de transmitere

$$i_{cm} = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{\alpha}{2\pi} = \frac{i}{n}. \tag{8.8}$$

De obicei $i=1$ și în cazuri mai rare $i=2$.

8.1.3.4. *Mecanisme pentru însumarea mișcărilor*

1. Folosind mecanismul pinion-cremalieră din fig. 8.9 ca mecanism pentru însumarea mișcărilor, să se găsească:

a. viteza v_{cr} de deplasare a cremalierei, cînd pinionul se rotește cu turația n_{pn} și în același timp se deplasează cu viteza v_{pn};

b. turația n_{pn} a pinionului, cînd acesta se deplasează cu viteza v_{pn}, iar cremaliera cu viteza v_{cr}.

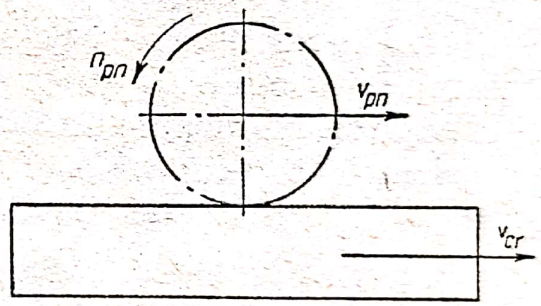

Fig. 8.9. Mecanismul pinion-cremalieră utilizat pentru însumarea mișcărilor.

Rezolvare. Mecanismul pinion-cremalieră poate fi folosit pentru însumarea mișcării de rotație a pinionului cu mișcarea de translație a acestuia, sau pentru însumarea mișcării de translație a cremalierei cu mișcarea de translație a pinionului. În primul caz mișcarea rezultantă este mișcarea de translație și se obține la cremalieră, iar în cel de al doilea caz, mișcarea rezultantă este de rotație și se obține la pinion.

a. Viteza v_{cr} cu care se deplasează cremaliera cînd pinionul se rotește cu turația n_{pn}, fără să se deplaseze, se calculează cu relația

$$v'_{cr} = n_{pn} i_{pc}, \tag{8.9.1}$$

unde i_{pc} este dat de (8.5).

În cazul cînd pinionul se deplasează cu viteza v_{pn}, dar nu se rotește, viteza v''_{cr} a cremalierei este

$$v''_{cr} = v_{pn}. \tag{8.9.2}$$

Viteza cremalierei, cînd pinionul se rotește și în același timp se și deplasează, se calculează cu relația

$$v_{cr}=v'_{cr}\pm v''_{cr}=\pi mzn_{pn}\pm v_{pn}\ \text{[mm/min]}. \qquad (8.9)$$

b. Turația pinionului depinde atît de viteza v_{pn} de deplasare a acestuia, cît și de viteza v_{cr} a cremalierei. Notînd cu n' turația pinionului datorită deplasării acestuia și cu n'' turația datorită deplasării cremalierei, turația pinionului, atunci cînd se deplasează atît cremaliera cît și pinionul, se calculează cu formula

$$n_{pn}=n'\pm n''. \qquad (8.10,1)$$

Deoarece $n'=\frac{v_{pn}}{\pi mz}$ iar $n''=\frac{v_{cr}}{\pi mz}$ din (8.10,1) se obține

$$n_{pn}=\frac{v_{cr}\pm v_{pn}}{\pi mz}\ \text{[rot/min]}. \qquad (8.10)$$

Se va lua semnul — atunci cînd v_{pn} și v_{cr} au același sens și semnul + cînd v_{pn} și v_{cr} au sensuri diferite.

2. Să se determine formula pentru calculul turației n_{rm} a roții melcate (fig. 8.10) în cazul cînd melcul are turația n_m și în același timp se deplasează în lungul axului său cu viteza v_m.

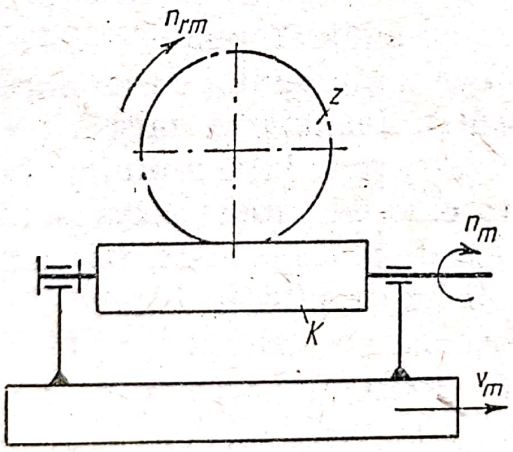

Fig. 8.10. Mecanismul melc-roată melcată utilizat pentru însumarea mișcărilor.

Rezolvare. În cazul cînd melcul are numai mișcare de rotație cu turația n_m, turația n' a roții melcate se calculează cu formula

$$n'=n_m i_m, \qquad (8.11,\ 1)$$

unde i_m este dat de (8.2).

Scanned with OKEN Scanner

Cînd melcul se deplasează, dar nu are rotaţie, transmisia funcţionează ca un mecanism pinion-cremalieră, avînd raportul de transmitere $1/i_{pc}$. Turaţia roţii melcate în acest caz este

$$n'' = \frac{v_m}{i_{pc}}. \qquad (8.11, 2)$$

În cazul cînd melcul are atît mişcare de rotaţie cît şi mişcare de translaţie, turaţia roţii melcate se calculează cu formula (8.10, 1) (vezi problema precedentă). Înlocuind în (8.10, 1) n' din (8.11, 1), n'' din (8.11, 2) şi utilizînd (8.2), (8.5), se obţine turaţia n_{rm} a roţii melcate

$$n_{rm} = \frac{K}{z} n_m \pm \frac{v_m}{\pi m z} \text{ [rot/min]}. \qquad (8.11)$$

3. Să se determine formula pentru reglarea mecanismului de însumare a mişcărilor din fig. 8.11 utilizat în lanţul cinematic de rulare al maşinii Maag pentru rectificarea danturi roţilor dinţate cilindrice.

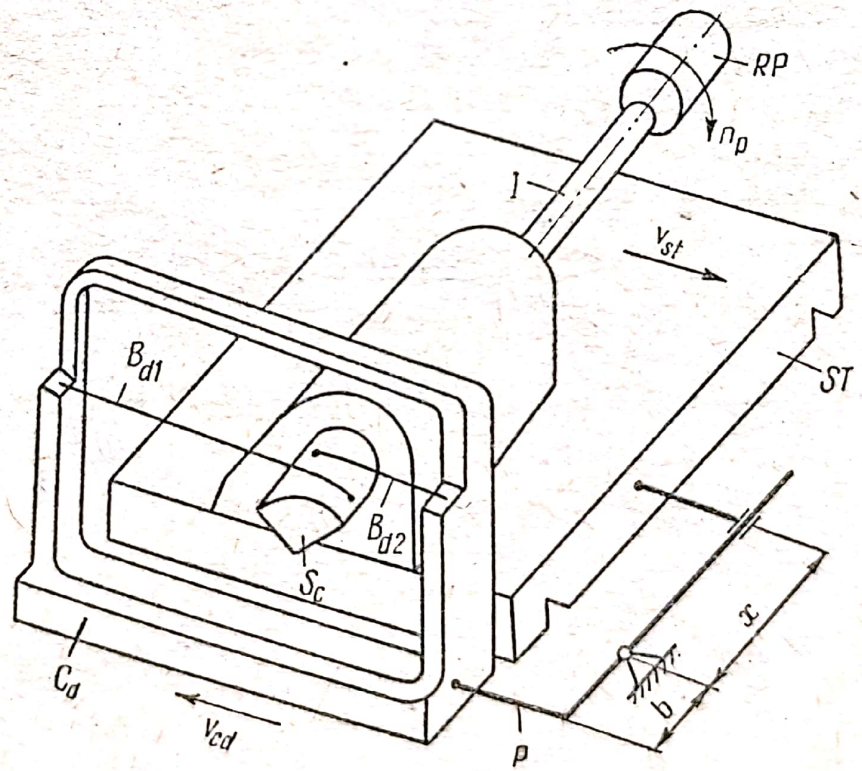

Fig. 8.11. Mecanism pentru însumarea mişcărilor utilizat la maşina MAAG de rectificat dantura:

ST — sanie; C_d — cadru mobil; *p* — pîrghie; S_c — sector; B_{d1}, B_{d2} — benzi metalice; *RP* — roată piesă.

Rezolvare. Pentru realizarea rulării cu dreaptă fixă (metodă de rectificare a evolventei utilizată la mașina Maag) este necesar ca viteza tangențială (v_d) la cercul de divizare al roții piesă să fie egală cu viteza de deplasare a roții în lungul dreptei fixe (v_{st}), adică

$$v_{st} = \frac{D_d}{2}\omega_p = D_d \pi n_p. \qquad (8.12,\ 1)$$

În cazul cînd cadrul C_d (fig. 8.11) nu se deplasează, pentru realizarea condiției de rulare este necesar ca raza sectorului S_c să fie egală cu raza R_d a roții piesă RP ceea ce ar necesita ca pentru fiecare roată piesă să existe cîte un disc S_c. Pentru a se evita această situație se utilizează mecanismul din fig. 8.11. Mecanismul constă dintr-o sanie transversală ST și un cadru C_d care au mișcare în aceeași direcție, dar de sensuri opuse. Mișcarea cadrului C_d se obține de la sania ST prin intermediul pîrghiei p.

Pe sania ST se găsește axul I care are fixat la un capăt sectorul S_c iar la celălalt, piesa de prelucrat RP. Benzile B_{d1} și B_{d2} sînt fixate atît de sectorul S_c cît și de cadrul C_d.

Datorită deplasării saniei ST cu viteza v_{st} și a cadrului C_d, cu viteza v_{cd}, sectorul S_c capătă o mișcare de rotație cu turația n_p dată de relația

$$n_p = \frac{v_{st} + v_{cd}}{\pi D_{sc}}. \qquad (8.12,\ 2)$$

Deoarece $v_{cd} = \frac{x}{b}\ v_{st}$ din (8.12, 2) rezultă

$$n_p = \frac{v_{st}\left(1 + \frac{x}{b}\right)}{\pi D_{sc}}. \qquad (8.12,\ 3)$$

Înlocuind n_p rezultat din (8.12, 1) în (8.12, 3) se obține

$$\frac{1}{D_d} = \frac{1 + \frac{x}{b}}{D_{sc}}. \qquad (8.12,\ 4)$$

Din (8.12, 4) rezultă

$$x = b\left(\frac{D_{sc}}{D_d} - 1\right)\ [\text{mm}]. \qquad (8.12)$$

Scanned with OKEN Scanner

Reglarea mecanismului pentru însumarea mișcărilor dat în fig. 8.11, la schimbarea diametrului roții piesă se efectuează prin reglarea brațului x al pîrghiei la valoarea rezultată prin calcul din (8.12).

4. Să se determine formula pentru calculul vitezei de deplasare a șurubului S_c în cazul cînd atît piulița P cît și șurubul S_c au mișcare de rotație (fig. 8.12).

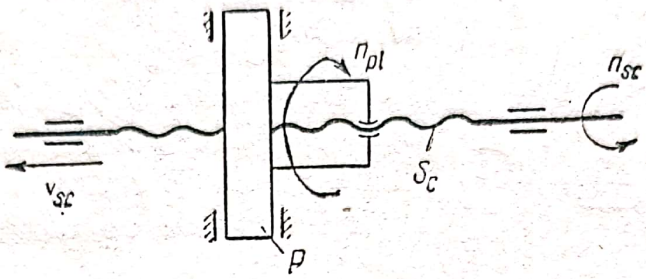

Fig. 8.12. Mecanismul șurub-piuliță utilizat pentru însumarea mișcărilor.

Rezolvare. Mecanismul pentru însumarea mișcărilor prezentat în fig. 8.12 își găsește aplicare în lanțul cinematic de filetare al mașinilor de filetat cu tarod.

În cazul cînd piulița P este fixă iar șurubul S_c are mișcarea de rotație cu turația n_{sc}, viteza v'_{sc} a șurubului este

$$v'_{sc}=n_{sc}i_{sp}, \qquad (8.13,\ 1)$$

în care i_{sp} este dat de (8.6).

Cînd piulița are mișcare de rotație cu turația n_{pl} la șurub rezultă mișcare de translație cu viteza v''_{sc} dată de relația

$$v''_{sc}=n_{pl}i_{sp}. \qquad (8.13,\ 2)$$

În situația cînd atît piulița cît și șurubul au mișcare de rotație, viteza de deplasare a șurubului este

$$v_{sc}=v'_{sc}\pm v''_{sc}. \qquad (8.13,\ 3)$$

Înlocuind în (8.13,3) v'_{sc}, v''_{sc} din (8.13, 1) respectiv (8.13, 2) și i_{sp} din (8.6) se obține

$$v_{sc}=n_{sc}p_{sc}\pm n_{pl}p_{sc}=p_{sc}(n_{sc}\pm n_{pl})\ \text{[mm/min]}. \qquad (8.13)$$

Scanned with OKEN Scanner

În formula 8.13 se ia semnul + cînd șurubul și piulița se rotesc în sensuri opuse și semnul — cînd cele două elemente se rotesc în același sens.

5. Să se determine formula pentru calculul turației arborelui *II* al mecanismului pentru însumarea mișcărilor dat în fig. 8.13. Se cunosc: turația n_m a melcului, vitezele v_t de translație a axului *II*, pasul p_{cm} al elicei camei C_m.

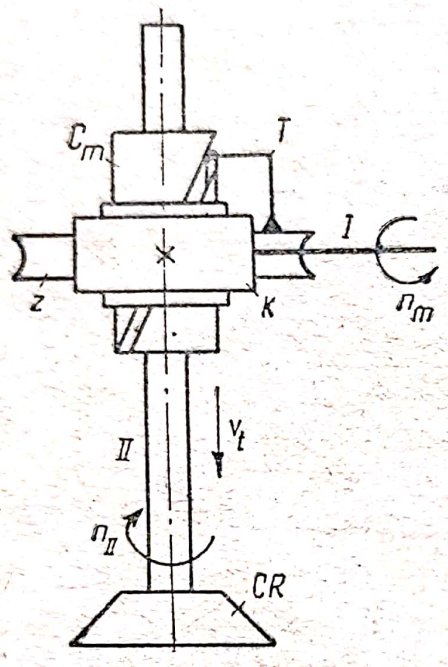

Fig. 8.13. Mecanism pentru însumarea mișcărilor utilizat în lanțul cinematic pentru avans circular la mașina de danturat cu cuțit roată: C_M — camă; CR — cuțit roată; T — tachet.

Rezolvare. Mecanismul din fig. 8.13 se utilizează la mașina de danturat cu cuțit roată la prelucrarea roților dințate cu dinți înclinați.

Turația arborelui *II* poate fi calculată cu relația

$$n_{II}=n'_{II}\pm n''_{II}, \quad (8.14,\ 1)$$

unde n'_{II} este turația arborelui *II* datorită rotirii melcului cu turația n_m, presupunînd că pasul p_{cm} al elicei camei C_m este infinit (cama C_m și roata melcată au aceeași turație) n''_{II} — turația arborelui *II* cînd $n_m=0$.

Utilizînd (8.2) turația n'_{II} este

$$n'_{II}=n_m\frac{K}{z}; \quad (8.14,\ 2)$$

Turația n''_{II} se calculează în același mod ca la mecanismul șurub piuliță avînd însă în vedere că la mecanismul din fig. 8.13 mișcarea de translație a arborelui *II* se transformă în mișcare de rotație a aceluiași arbore. Raportul de transmitere în acest caz este $1/p_{cm}$. Considerînd v_t (fig. 8.13) ca semnal de intrare și n''_{II} ca semnal de ieșire se poate scrie relația

$$n''_{II}=\frac{v_t}{P_{cm}}. \quad (8.14,\ 3)$$

Înlocuind în (8.14, 1), n'_{II} din (8.14, 2) și n''_{II} din (8.14, 3) rezultă

$$n_{II} = \frac{n_m K}{z} \pm \frac{v_t}{p_{cm}} \text{ [rot/min].} \qquad (8.14)$$

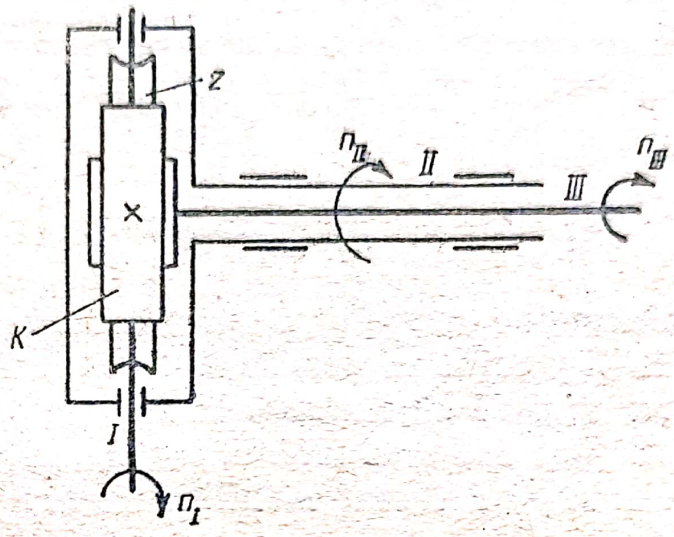

Fig. 8.14. Mecanism pentru însumarea mișcărilor cu melc roată melcată și carcasă rotitoare.

6. Să se afle relația pentru calculul turației arborelui *III* al mecanismului de însumare a mișcărilor dat în fig. 8.14, cunoscîndu-se turațiile arborilor *I* și *II*.

Rezolvare. Arborele *III* primește mișcarea de rotație atît de la arborele *I*, prin angrenajul melc roată melcată, cît și de la arborele *II*, prin rotirea melcului în jurul arborelui *III*.

Prin urmare, turația arborelui *III* se poate calcula cu formula

$$n_{III} = n'_{III} \pm n''_{III}, \qquad (8.15, 1)$$

unde

n'_{III} este turația arborelui *III* în cazul cînd arborele *II* are turația n_{II} și arborele *I* este fix;

n''_{III} — turația arborelui *III* cînd arborele *I* se rotește cu turația n_I iar arborele *II* este fix.

Semnul + se consideră cînd n'_{III} are același sens cu n''_{III}, iar semnul — (minus) cînd n'_{III} și n''_{III} rezultă de sensuri diferite.

Scanned with OKEN Scanner

Folosind (8.2) turația n''_{III} este dată de relația

$$n''_{III}=n_m\frac{K}{z}. \qquad (8.15,\ 2)$$

Deoarece arborele *II* este solidar cu carcasa în care este lăgăruit axul melcului, turația n'_{III} este egală cu n_{II}. Înlocuind în, (8.15, 1) $n'_{III}=n_{II}$ și n''_{III} dat de (8.15, 2) se obține turația arborelui *III*

$$n_{III}=n_{II}\pm\frac{n_mK}{z}\ \text{[rot/min]}. \qquad (8.15)$$

7. Să se determine raportul de transmitere pentru diferențialul dat în fig. 8.15, în următoarele situații:

a — arborii *I* și *II* sînt mobili iar arborele *III* este fix;
b — arborii *I* și *III* sînt mobili, iar arborele *II* este fix;
c — arborii *II* și *III* sînt mobili iar arborele *I* este fix.

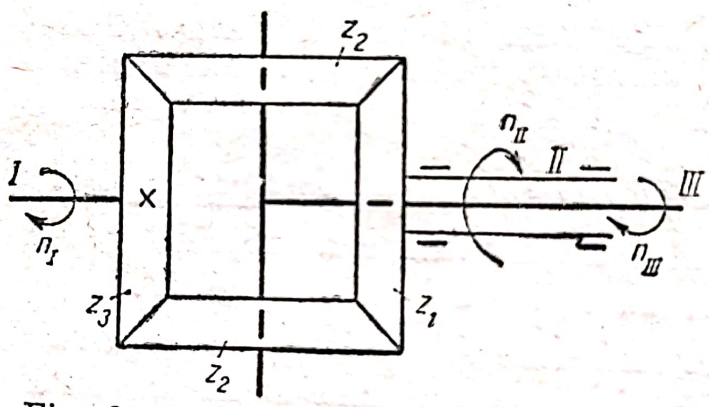

Fig. 8.15. Diferențial cu roți conice.

Rezolvare. Diferențialele fac parte din categoria mecanismelor care însumează două mișcări de rotație. Aceste mecanisme se întîlnesc la unele mașini de danturat și la strungurile de detalonat.

a. În cazul cînd arborele *III* este fix iar arborii *I* și *II* sînt mobili diferențialul va lucra ca un mecanism inversor, adică arborii *I* și *II* se rotesc în sensuri diferite.

Din fig. 8.15 rezultă:

$$i^{(1)}_{II-I}=\frac{z_1}{z_2}\frac{z_2}{z_3}=\frac{z_1}{z_3}\ \text{iar}\ i^{(1)}_{I-II}=\frac{z_3}{z_1}.$$

Deoarece $z_1=z_3$ raportul de transmitere $i^{(1)}_{II-I}=i^{(1)}_{1-11}=1$.

b. Pentru aflarea raportului de transmitere cînd arborele *II* este fix iar arborii *I* și *III* sînt mobili, se rotește întregul mecanism cu n_r rotații în sensul mișcării acelor de ceasornic (sens pozitiv). Astfel, toți arborii se vor roti în sensul pozitiv cu n_r rotații, fapt ce se consemnează în prima linie a tabelului 8.1.

Tabelul 8.1

Nr. fazei	Faza	Arbore		
		I	*II*	*III*
1	Rotit diferențialul cu n_r rotații în sens pozitiv	$+n_r$	$+n_r$	$+n_r$
2	Rotit arborele *II* cu n_r rotații în sens negativ	$+n_r$	$-n_r$	0
3	Însumarea rotațiilor	$+2n_r$	0	$+n_r$

Se rotește apoi arborele *II* cu n_r rotații în sensul invers acelor de ceasornic (sens negativ) menținîndu-se arborele *III* fix. În acest caz arborele *I* se va roti cu n_r rotații în sens pozitiv (datele se trec în linia doi a tabelului 8.1). Efectuînd, pentru fiecare arbore, suma algebrică a rotațiilor din cele două linii se obține cea de a treia linie.

Rezultă că la $+2n_r$ rotații ale arborelui *I* se obțin $+n_r$ rotații la arborele *III*, în timp ce arborele *II* rămîne fix.

Pentru transmiterea mișcării de la arborele *I* la arborele *III* $Y_i = 2n_r$, $Y_e = n_r$.

și deci

$$i^{(1)}_{I-III} = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{1}{2}.$$

Raportul de transmitere de la arborele *III* la *I* este

$$i^{(1)}_{III-I} = \frac{1}{i^{(1)}_{I-III}} = 2.$$

c. În cazul cînd arborele *I* este fix, raportul de transmitere se află rotind întreg diferențialul cu n_r rotații în sens pozitiv (linia unu din tabelul 8.2).

Scanned with OKEN Scanner

Întrucît este necesar ca arborele *I* să rămînă fix, se rotește acest arbore cu $-n_r$ rotații menținîndu-se arborele *III* nemișcat. În acest caz arborele *II* se va roti cu $+n_r$ rotații (linia doi din tabelul 8.2).

Tabelul 8.2

Nr. fazei	Faza	Arbore		
		I	*II*	*III*
1	Rotit diferențialul cu n_r rotații în sens pozitiv	$+n_r$	$-n_r$	$+n_r$
2	Rotit arborele *I* cu n_r rotații în sens negativ	$-n_r$	$+n_r$	0
3	Însumarea rotațiilor	0	$+2n_r$	$+n_r$

Prin însumarea, pe coloane, a celor două linii se obține linia trei din tabelul 8.2.

Considerînd transmiterea mișcării de la arborele *II* la arborele *III* din tabel rezultă: $Y_e = +2n_r$, $Y_i = +n_r$ și deci

$$i^{(1)}_{II-III} = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{n_r}{2n_r} = \frac{1}{2}.$$

Raportul de transmitere de la arborele *III* la arborele *II* este

$$i^{(1)}_{III-II} = \frac{1}{i^{(1)}_{II-III}} = 2.$$

8. Să se determine formula pentru calculul turației arborelui *III* al diferențialului din fig. 8.15 cînd se cunosc turațiile arborilor *I* și *II*. Să se efectueze calculele în următoarele situații:

a. — turațiile $n_I = 50$ rot/min și $n_{II} = 5$ rot/min sînt de același sens;

b. — turațiile $n_I = 40$ rot/min și $n_{II} = 10$ rot/min au sensuri diferite.

Rezolvare. Turația n_{III} a arborelui III compusă din turațiile n^{I}_{III} și n^{II}_{III} se determină cu (8.16) în care se înlocuiește $l=1$, $j_1=I$ și $j_2=II$ obținîndu-se

$$n^{(1)}_{III}=n^{I}_{III}\pm n^{II}_{III}. \qquad (8.16,\ 1)$$

Semnul superior se consideră cînd turațiile arborilor I și II sînt de același sens iar semnul inferior cînd aceste turații sînt de sens opus.

Deoarece $i^{(1)}_{I-III}=\frac{1}{2}$ și $i^{(1)}_{II-III}=\frac{1}{2}$ (vezi problema precedentă) pentru n^{I}_{III} și n^{II}_{III} rezultă:

$$n^{I}_{III}=n^{(1)}_{I}\,i^{(1)}_{I-III}=\frac{n^{(1)}_{I}}{2};$$

$$n^{I}_{III}=n^{(1)}_{II}\,i^{(1)}_{II-III}=\frac{n^{(1)}_{II}}{2}. \qquad (8.17,\ 1)$$

Înlocuind (8.17, 1) în (8.16, 1) se obține

$$n^{(1)}_{III}=\frac{n^{(1)}_{I}\pm n^{(1)}_{II}}{2}\ \text{[rot/min]}. \qquad (8.17)$$

Utilizînd (8.17), pentru valorile n_I și n_{II} date în problemă, rezultă:

$$a.\ n^{(1)}_{III}=\frac{50+5}{2}=27{,}5\ \text{[rot/min]};$$

$$b.\ n^{(1)}_{III}=\frac{40-10}{2}=15\ \text{[rot/min]}.$$

9. Să se determine formula pentru calculul turației arborelui I al diferențialului din fig. 8.15, cunoscîndu-se turațiile arborilor II și III. Să se efectueze calculele în următoarele cazuri:

a — turațiile $n_{III}=30$ rot/min și $n_{II}=5$ rot/min sînt de același sens;

b — turațiile $n_{III}=50$ rot/min și $n_{II}=10$ rot/min sînt de sensuri opuse.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare. Turația n_I a arborelui I este compusă din turațiile n_I^{III} și n_I^{II} și se determină cu formula (8.16) în care se înlocuiește $l=1$, $j_1=III$, $j_2=II$ și rezultă

$$n_I^{(1)}=n_I^{III}\pm n_I^{II}. \qquad (9.16,\ 2)$$

Avînd în vedere că arborii I și II se rotesc în sensuri opuse (linia doi din tabelul 8.1) iar arborii I și III au același sens de rotație (linia trei din tabelul 8.1) turațiile n_I^{III} și n_I^{II} sînt

$$n_I^{III}=n_{III}^{(1)}\,i_{III-I}^{(1)}; \qquad (8.18,\ 1)$$

$$n_I^{II}=-n_{II}^{(1)}\,i_{II-I}^{(1)}.$$

Înlocuind (8.18, 1) în (8.16, 2) și apoi $i_{III-I}^{(1)}=2$, $i_{II-I}^{(1)}=1$ (vezi problema 7 § 8.1.3.4) se obține

$$n_I^{(1)}=2n_{III}^{(1)}\mp n_{II}^{(1)}\ \text{[rot/min]}. \qquad (8.18)$$

Pentru cele două cazuri date în problemă se obțin rezultatele:

a. $n_I^{(1)}=2\cdot 30-5=55$ [rot/min];

b. $n_I^{(1)}=2\cdot 50+10=110$ [rot/min].

10. Să se calculeze rapoartele de transmitere pentru diferențialul dat în fig. 8.16 în următoarele situații:

a — arborii I și III sînt mobili iar arborele II este fix;

b — arborii I și II sînt mobili iar arborele III este fix;

c — arborii II și III sînt mobili iar arborele I este fix.

Rezolvare. Diferențialul dat în fig. 8.16 se aseamănă mult cu diferențialul din fig. 8.15. Deosebirea constă în faptul că

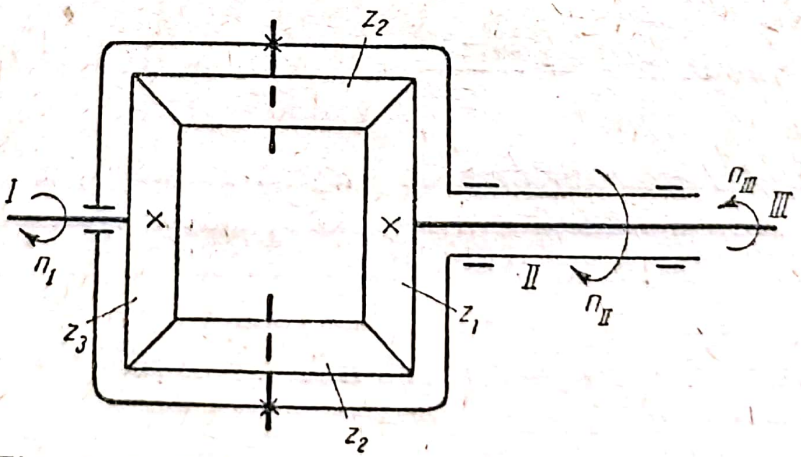

Fig. 8.16. Diferențial cu roți conice și carcasă rotitoare.

la diferențialul din fig. 8.15 axul *III* este solidar cu axul roților satelit z_2 și z_3 iar axul *II* este solidar cu roata z_3 pe cînd la diferențialul din fig. 8.16 situația este inversă.

a. În cazul cînd arborele *II* este fix, diferențialul lucrează ca un mecanism inversor, adică arborii *I* și *III* se rotesc în sensuri opuse. Raportul de transmitere se scrie ca la un tren de roți dințate și rezultă

$$i^{(2)}_{I-III} = \frac{z_3}{z_2}\frac{z_1}{z_1} = \frac{z_1}{z_1};$$

întrucît $z_1 = z_3$ rezultă $i^{(2)}_{I-III} = 1$ iar $i^{(2)}_{III-I} = \dfrac{1}{i^{(2)}_{I-III}} = 1.$

b. Pentru aflarea raportului de transmitere între arborii *II* și *I*, cînd arborele *III* este fix se procedează identic ca la problema 7. În acest scop se rotește întreg diferențialul cu n_r rotații în sensul mișcării acelor de ceasornic (sens considerat pozitiv). Toți arborii capătă în acest caz n_r rotații, fapt ce se consemnează în prima linie a tabelului 8.3.

Tabelul 8.3

Nr. fazei	Faza	Arbore		
		I	*II*	*III*
1	Rotit diferențial cu n_r rotații în sens pozitiv	$+n_r$	$+n_r$	$+n_r$
2	Rotit arborele *III* cu n_r rotații în sens negativ	$+n_r$	0	$-n_r$
3	Însumarea rotațiilor	$+2n_r$	$+n_r$	0

Se rotește apoi arborele *III* cu n_r rotații însă în sensul invers mișcării acelor de ceasornic (sens considerat negativ), readucîndu-l astfel în poziția inițială, în timp ce arborele *II* rămîne fix. În acest caz, deoarece mecanismul lucrează ca un inversor cu $i_{III-I} = 1$, arborele *I* se va roti cu n_r în sens negativ. Se trec aceste date în linia doi a tabelului 8.3. Efectuînd

Scanned with OKEN Scanner

suma algebrică a rotaţiilor din liniile unu şi doi pentru fiecare arbore în parte, rezultă linia trei din tabelul 8.3.

Considerînd intrarea în diferenţialul la arborele *II* şi ieşirea la arborele *I* rezultă $Y_i = +n_r$ şi $Y_e = +2n_r$. Cu aceste valori raportul de transmitere de la arborele *II* la arborele *I* are valoarea

$$i^{(2)}_{II-I} = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{2n_r}{n_r} = 2.$$

Raportul de transmitere de la arborele *I* la arborele *II* este

$$i^{(2)}_{I-II} = \frac{1}{i^{(2)}_{II-I}} = \frac{1}{2}.$$

c. În cazul cînd arborele *I* este fix şi numai arborii *II* şi *III* sînt mobili, raportul de transmitere se află considerînd rotit întreg diferenţialul cu $+n_r$ rotaţii (prima linie din tabelul 8.4). Pentru ca arborele *I* să rămînă fix, se roteşte acest arbore cu $-n_r$ rotaţii, menţinîndu-se arborele *II* fix. În acest caz, arborele *III* se roteşte $+n_r$ rotaţii (linia doi din tabelul 8.4). Prin însumarea algebrică a liniilor unu şi doi din tabelul 8.4, rezultă linia trei.

Tabelul 8.4

Nr. fazei	Faza	Arbore		
		I	*II*	*III*
1	Rotit diferenţialul cu n_r rotaţii în sens pozitiv	$+n_r$	$+n_r$	$+n_r$
2	Rotit arbore *I* cu n_r în sens negativ	$-n_r$	0	$+n_r$
3	Însumarea rotaţiilor	0	$+n_r$	$+2n_r$

Considerînd $Y_i = +n_r$ rezultă din tabel, $Y_e = 2n_r$ şi deci raportul de transmitere de la arborele *II* la arborele *III* este

$$i^{(2)}_{II-III} = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{2n_r}{n_r} = 2.$$

Scanned with OKEN Scanner

Pentru raportul de transmitere de la arborele *III* la arborele *II* se obține valoare

$$i^{(2)}_{III-II}=\frac{1}{i^{(1)}_{II-III}}=\frac{1}{2}.$$

11. Să se determine formula pentru calculul turației obținută la ieșirea din diferențialul dat în fig. 8.16 în următoarele cazuri:

a — *I* arbore de ieșire, *II* și *III* arbori de intrare;
b — *II* arbore de ieșire, *I* și *III* arbori de intrare;
c — *III* arbore de ieșire, *I* și *II* arbori de intrare.

Rezolvare. Turația la arborele de ieșire este dată de (8.16) considerîndu-se semnul superior cînd n_k^{j1} și n_k^{j2} au același sens iar cel inferior cînd cele două turații sînt de sensuri opuse.

a. În cazul cînd arborele de ieșire este *I* iar arborii de intrare *II* și *III*, turația de ieșire se obține din (8.16), înlocuind $k=I$, $j_1=III$, $j_2=II$. Considerînd rapoartele de transmitere aflate în problema precedentă, turațiile n_I^{II} și n_I^{III} sînt date de relațiile

$$n_I^{II}=i^{(2)}_{II-I}n^{(2)}_{II}=2n^{(2)}_{II}; \qquad (8.19,\ 1)$$

$$n_I^{III}=-i^{(2)}_{III-I}n^{(2)}_{III}=-n^{(2)}_{III}. \qquad (8.19,\ 2)$$

În (8.19, 2) s-a considerat semnul — deoarece atunci cînd arborele *II* este fix, diferențialul lucrează ca inversor de mișcare.

Înlocuind (8.19, 2) și (8.19, 1) în (8.16) se obține

$$n^{(2)}_I=-n^{(2)}_{III}\pm 2n^{(2)}_{II}\ [\text{rot/min}]. \qquad (8.19)$$

b. Turația arborelui *II* cînd mișcările se introduc în diferențial la arborii *I* și *III* rezultă din 8.16 considerînd $k=II, j_1=I, j_2=III$. Turațiile n^I_{II} și n^{III}_{II} rezultă din formulele:

$$n^I_{II}=i^{(2)}_{I-II}\,n^{(2)}_I=\frac{n^{(2)}_I}{2}; \qquad (8.20,\ 1)$$

$$n^{III}_{II}=i^{(2)}_{III-II}\,n^{(2)}_{III}=\frac{n^{(2)}_{III}}{2}; \qquad (8.20,\ 2)$$

Scanned with OKEN Scanner

Înlocuind (8.20, 2) și (8.20, 1) în (8.16) se obține

$$n_{II}^{(2)}=\frac{n_I^{(2)}\pm n_{III}^{(2)}}{2}\ [\text{rot/min}]. \qquad (8.20)$$

ç. Pentru aflarea formulei de calcul a turației arborelui *III* cînd mișcările se introduc în diferențial la arborii *I* și *II*, în (8.16) se înlocuiește: $k=III$, $j_1=II$ și $j_2=I$. Turațiile n_{III}^{II} și n_{III}^{I} sînt:

$$n_{III}^{II}=i_{II-III}^{(2)}\ n_{II}^{(2)}=2n_{II}^{(2)}; \qquad (8.21,\ 1)$$

$$n_{III}^{I}=-\,i_{I-III}^{(2)}\ n_I^{(2)}=-n_I^{(2)}. \qquad (8.21,\ 2)$$

Înlocuind (8.20, 1) și (8.20, 2) în (8.16) rezultă

$$n_{III}^{(2)}=2n_{II}^{(2)}\mp n_I^{(2)}\ [\text{rot/min}]. \qquad (8.21)$$

12. Să se determine rapoartele de transmitere pentru diferențialul cu sateliți din fig. 8.17 în următoarele situații:

a — arborii *I* și *III* sînt mobili iar arborele *II* este fix;
b — arborii *II* și *I* sînt mobili iar arborele *III* este fix;
c — arborii *II* și *III* sînt mobili iar arborele *I* este fix.

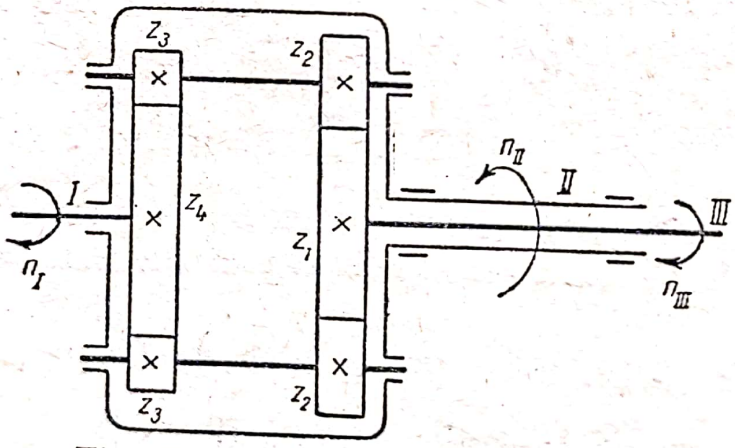

Fig. 8.17. Diferențial cu sateliți.

Rezolvare. *a.* În cazul cînd arborele *II* este fix iar arborii *I* și *III* se rotesc, diferențialul lucrează ca o transmisie obișnuită cu roți dințate, avînd raportul de transmitere

$$i_{I-III}^{(3)}=\frac{z_4}{z_3}\cdot\frac{z_2}{z_1}; \qquad (8.22)$$

$$i_{III-I}^{(3)}=\frac{1}{i_{I-III}^{(3)}}=\frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}. \qquad (8.23)$$

Scanned with OKEN Scanner

b. Pentru aflarea formulei de calcul a raportului de transmitere între arborii *I* și *II* cînd arborele *III* este fix, se rotește întreg mecanismul cu n_r rotații în sensul pozitiv (sensul de mișcare al acelor de ceasornic), trecîndu-se în prima linie a tabelului 8.5 $+n_r$ rotații pentru fiecare arbore.

Tabelul 8.5

Nr. fazei	Faza	Arbore		
		I	*II*	*III*
1	Rotit diferențialul cu n_r în sens pozitiv	$+n_r$	$+n_r$	$+n_r$
2	Rotit arbore *III* cu n_r în sens negativ	$-n_r \frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}$	0	$-n_r$
3	Însumarea rotațiilor	$n_r\left(1-\frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}\right)$	$+n_r$	0

Se rotește apoi arborele *III* cu n_r în sens negativ, menținîndu-se arborele *II* fix. Avînd în vedere raportul $i^{(3)}_{III-I}$ determinat la punctul a și faptul că sensul de rotație la arborele *I* este același cu cel al arborelui *III*, numărul de rotații al arborelui *I* la $-n_r$ rotații ale arborelui *III* este

$$n_{rI} = -n_r \frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}. \qquad (8.24,\ 1)$$

Linia a doua a tabelului 8.5 se completează cu $-n_r$ și n_{rI} dat de (8.24, 1).

Efectuînd suma algebrică a rotațiilor fiecărui arbore se obține linia trei din tabelul 8.5.

Rapoartele de transmitere între arborele *I* și *II* sînt:

$$i^{(3)}_{I-II} = \frac{n_r}{n_r\left(1-\frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}\right)} = \frac{1}{1-\frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}}; \qquad (8.24)$$

$$i^{(3)}_{II-I} = \frac{1}{i^{(3)}_{I-II}} = 1-\frac{z_1}{z_2}\frac{z_3}{z_4}. \qquad (8.25)$$

c. În cazul cînd arborele *I* este fix, pentru aflarea formulei de calcul a rapoartelor de transmitere, se procedează ca mai sus, înscriidu-se datele în tabelul 8.6.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 8.6

Nr. fazei	Faza	Arbore		
		I	*II*	*III*
1	Rotit diferenţial cu n_r în sens pozitiv	$+n_r$	$+n_r$	$+n_r$
2	Rotit arbore *I* cu n_r în sens negativ	$-n_r$	0	$-n_r \frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}$
3	Însumarea rotaţiilor	0	$+n_r$	$n_r\left(1-\frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}\right)$

Cu datele din ultima coloană se află rapoartele de transmitere:

$$i^{(3)}_{II-III}=\frac{n_r\left(1-\frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}\right)}{n_r}=1-\frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}; \tag{8.26}$$

$$i^{(3)}_{III-II}=\frac{1}{i^{(3)}_{II-II}}=\frac{1}{1-\frac{z_4}{z_3}\frac{z_2}{z_1}}. \tag{8.27}$$

13. Să se calculeze rapoartele de transmitere pentru:
a — diferenţialul dat în fig. 8.17 în cazul cînd $z_1=22$ dinţi, $z_3=22$ dinţi, $z_4=32$ dinţi;
b — diferenţialul dat în fig. 8.18.

Rezolvare. *a*. Diferenţialul cu sateliţi din fig. 8.17, avînd roţile cu numerele de dinţi date în problemă se utilizează la maşina de rectificat dantură model 5831.

Rapoartele de transmitere se obţin cu (8.22)—(8.27) în care se înlocuiesc numerele de dinţi date şi rezultă:

$$i^{(3)}_{I-III}=\frac{32}{22}\frac{24}{22}=\frac{192}{121};$$

$$i^{(3)}_{III-I}=\frac{22}{24}\frac{22}{32}=\frac{121}{192};$$

$$i^{(3)}_{I-II}=\frac{1}{1-\frac{22}{24}\frac{22}{32}}=\frac{192}{71};$$

Scanned with OKEN Scanner

$$i^{(3)}_{II-I} = 1 - \frac{22}{24}\frac{22}{32} = \frac{71}{192};$$

$$i^{(3)}_{II-III} = 1 - \frac{24}{22}\frac{32}{22} = -\frac{71}{121};$$

$$i^{(3)}_{III-II} = \frac{1}{1 - \frac{24}{22}\frac{32}{22}} = -\frac{121}{71}.$$

Semnul — de la ultimele rapoarte de transmitere indică faptul că turaţiile arborelui *II* şi *III* au sensuri diferite.

b. Diferenţialul din fig. 8.18 se utilizează în lanţul cinematic de rulare al maşinii de danturat cu freză melc FD320A.

Rapoartele de transmitere se obţin cu (8.22)—(8.27) în care semnul — se înlocuieşte cu + deoarece la acest diferen-

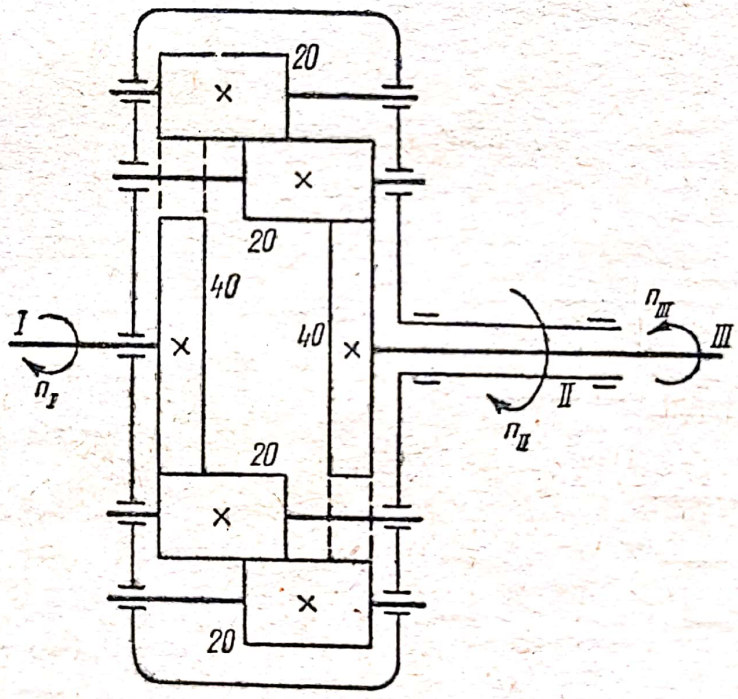

Fig. 8.18. Diferenţial cu sateliţi.

ţial există un arbore în plus faţă de diferenţialul din fig. 8.17 şi prin urmare arborele *III* se roteşte în sens invers rotirii arborilor *I* şi *II*.

Avînd în vedere această precizare, pentru numerele de dinţi ale roţilor date în fig. (8.18) se obţin rapoartele de transmitere:

$$i^{(4)}_{I-III} = \frac{40}{20}\frac{20}{40} = 1; \quad i^{(4)}_{III-I} = \frac{40}{20}\frac{20}{40} = 1;$$

Scanned with OKEN Scanner

$$i^{(4)}_{I-II}=\frac{1}{1+\frac{40}{20}\frac{20}{40}}=\frac{1}{2};\qquad i^{(4)}_{II-I}=1+\frac{40}{20}\frac{20}{40}=2;$$

$$i^{(4)}_{II-III}=1+\frac{40}{20}\frac{20}{40}=2;\qquad i^{(4)}_{III-II}=\frac{1}{1+\frac{40}{20}\frac{20}{40}}=\frac{1}{2}.$$

8.1.3.5. *Reglarea lanțurilor cinematice complexe*

1. Să se determine relația pentru calculul numărului de dinți ai roților de schimb din lanțul cinematic de filetare.

Rezolvare. Relația ce exprimă condiția filetării se obține prin egalarea vitezei cuțitului v_s (fig. 8.19) cu viteza axială a unui punct de pe elicea filetului (v_p). Cele două viteze se determină cu relațiile:

$$v_p=n_p p_E;$$

$$v_s=n_{sc}p_{sc}.$$

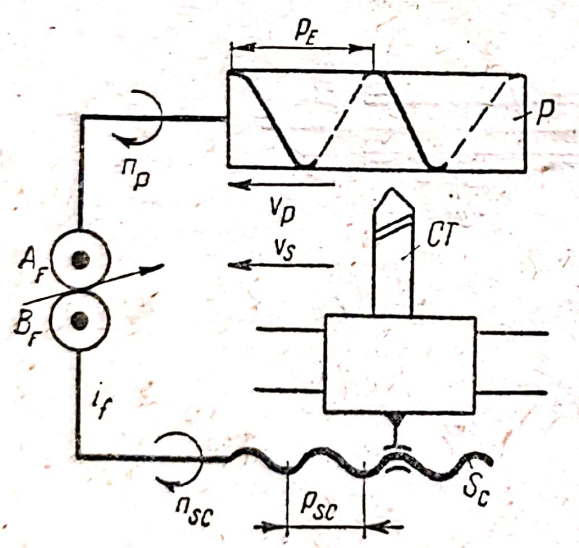

Fig. 8.19. Lanț cinematic de filetare:
P — piesă; CT — cuțit; S_c — șurub conducător.

Egalînd cele două viteze rezultă relația ce exprimă condiția filetării

$$n_p p_E=n_{sc}p_{sc} \text{ sau}$$

$$\frac{n_{sc}}{n_p}=\frac{p_E}{p_{sc}}, \qquad (8.28)$$

Lanțul cinematic de filetare este un lanț cinematic închis (închiderea se realizează prin mecanismul fictiv piesă-sculă).

Pentru aflarea numărului de dinți ai roților A_F, B_F se scrie ecuația lanțului cinematic (fig. 8.19) considerînd ca semnal de intrare turația n_p a piesei, iar ca semnal de ieșire turația n_{sc} a șurubului conducător, adică

$$n_{sc}=n_p\frac{A_F}{B_F}i_f. \qquad (8.29,\ 1)$$

Scanned with OKEN Scanner

Respectînd relația (8.28), din (8.29, 1) rezultă

$$\frac{A_F}{B_F} = \frac{n_{sc}}{n_p}\frac{1}{i_f} = C_F \frac{p_E}{p_{sc}}; \qquad (8.29)$$

2. Să se determine relația pentru calculul numărului de dinți ai roților de schimb din lanțul cinematic de rulare, pentru următoarele cazuri:

a — prelucrarea roților dințate cilindrice cu freză melc (fig. 8.20, *a*);

b — prelucrarea roților dințate cilindrice cu cuțit roată (fig. 8.20, *b*);

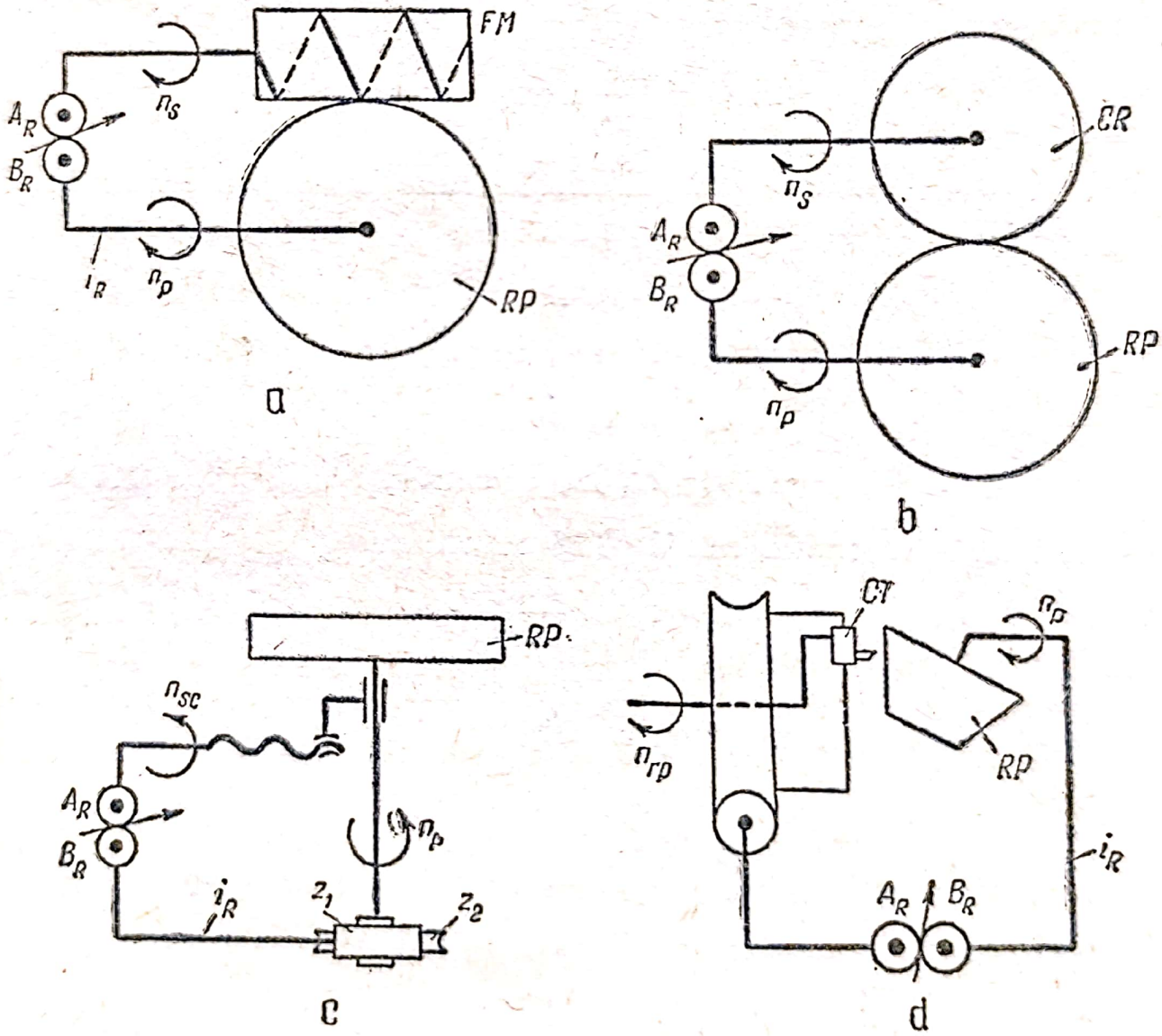

Fig. 8.20. Lanțuri cinematice de rulare:

a — prelucrare cu freză-melc; *b* — prelucrare cu cuțit-roată; *c* — prelucrare cu cuțit pieptene; *d* — prelucrarea roților conice; *RP* — roată piesă; *FM* — freză melc; *CR* — cuțit roată; *CT* — cuțite.

Scanned with OKEN Scanner

c — prelucrarea roților dințate cilindrice cu cuțit pieptene (fig. 8.20, *c*).

d — prelucrarea roților conice (fig. 8.20, *d*).

Rezolvare. Lanțul cinematic de rulare se întîlnește la mașinile pentru prelucrarea dinților roților dințate prin metoda rulării.

Relația ce exprimă condiția rulării rezultă prin egalarea vitezei tangențiale la cercul primitiv al roții de prelucrat (v_p) cu viteza v_s a mișcării relative dintre piesă și cremalieră de referință pentru roțile cu dinți drepți sau dintre piesă și roata plană imaginară pentru roțile conice.

Viteza tangențială v_p are aceeași expresie pentru toate metodele de prelucrare și anume

$$v_p = R\omega_p = \frac{mz_p}{2} 2\pi n_p = \pi m z_p n_p.$$

Viteza v_s se exprimă diferit în funcție de procedeul de prelucrare și anume:

$$\begin{aligned} &a.\ v_s = Kp_s n_s; \\ &b.\ v_s = R_s\omega_s = \pi m z_s n_s; \\ &c.\ v_s = p_{sc} n_{sc}; \\ &d.\ v_s = R_{rp}\omega_{rp} = \pi m z_o n_{rp}, \end{aligned} \qquad (8.30)$$

sau, înlocuind z_0 din relația 8.30 se obține

$$v_s = z_p n_{rp} \frac{\cos \gamma_b}{\sin \delta_d}.$$

Egalînd v_p cu v_s și efectuînd simplificările necesare, rezultă relațiile ce exprimă condiția rulării pentru cele patru cazuri:

$$a.\ n_p z_p = n_s K; \qquad (8.31)$$

$$b.\ n_p z_p = n_s z_s; \qquad (8.32)$$

$$c.\ n_p z_p p_p = n_{sc} p_{sc}; \qquad (8.33)$$

$$d.\ n_p = n_{rp} \frac{\cos \gamma_b}{\sin \delta_d}. \qquad (8.34)$$

Pentru determinarea numărului de dinți ai roților de schimb se scrie ecuația lanțului cinematic de rulare (fig. 8.20),

avînd în vedere că semnalul de ieşire, este turaţia n_p a piesei iar semnalul de intrare turaţia n_s a sculei, turaţia n_{sc} a şurubului conducător sau turaţia n_{rp} a roţii plane imaginare şi rezultă

$$n_p = n_s \frac{A_R}{B_R} i_R; \quad n_p = n_{sc} \frac{A_R}{B_R} i_R; \quad n_p = n_{rp} \frac{A_R}{B_R} i_R. \quad (8.35, 1)$$

Înlocuind în (8.31, 1) relaţia corespunzătoare din (8.31) — (8.34) se obţin formulele pentru calculul numărului de dinţi ai roţilor de schimb

$$a. \quad \frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{K}{z_p}; \quad (8.35)$$

$$b. \quad \frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{z_s}{z_p}; \quad (8.36)$$

$$c. \quad \frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{p_{sc}}{p_p z_p}; \quad (8.37)$$

$$d. \quad \frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{\cos \gamma_b}{\sin \delta_a}; \quad (8.38)$$

3. Să se determine relaţia pentru calculul numărului de dinţi ai roţilor de schimb din lanţul cinematic de detalonare.

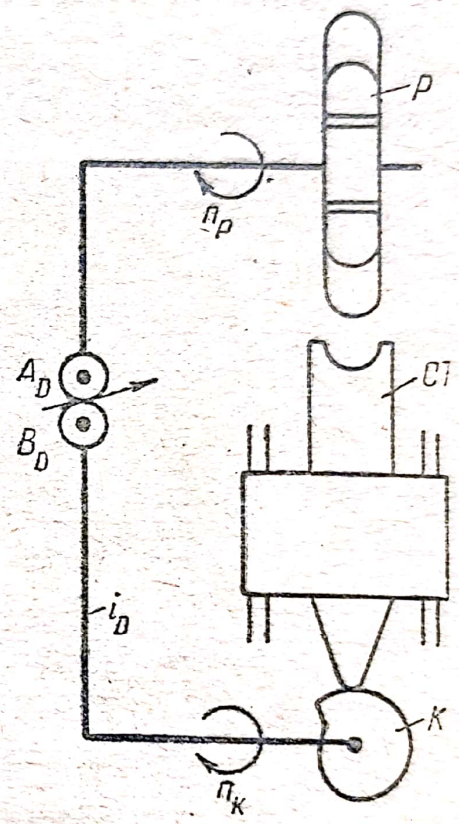

Fig. 8.21. Lanţ cinematic de detalonare:
P — piesă; CT — cuţit; K — camă.

Rezolvare. Lanţul cinematic de detalonare (fig. 8.21) este un lanţ cinematic închis ce se întîlneşte la strungurile de detalonat.

Relaţia ce exprimă condiţia detalonării se obţine prin egalarea frecvenţei f_p de apariţie în dreptul vîrfului cuţitului a unui punct caracteristic de pe piesă (de exemplu vîrful dintelui) cu frecvenţa mişcării cuţitului f_c.

Deoarece $f_p = n_p z_p$ iar $f_c = n_K z_K$ pentru $f_p = f_c$ rezultă

$$n_p z_p = n_K z_K. \quad (8.39)$$

Scriind ecuaţia lanţului cinematic (fig. 8.21) şi avînd în vedere (8.39) se obţine relaţia

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{1}{i_D} \frac{z_p}{z_K} = C_D \frac{z_p}{z_K}; \quad (8.40)$$

Scanned with OKEN Scanner

Sistemele hidrostatice sînt utilizate pe scară largă în lanțurile cinematice de avans și lanțurile cinematice auxiliare. Sînt însă cazuri, ca de exemplu la mașinile de broșat, cînd și pentru lanțurile cinematice principale se folosește acționarea hidrostatică.

8.2.1. Notații utilizate

Q este este debitul de lichid, l/min;
D_I — diametrul interior al cilindrului motorului hidraulic rectiliniu, mm;
d_I — diametrul tijei motorului hidraulic rectiliniu;
v_a, v_b — viteza de deplasare a motorului hidraulic într-un sens, respectiv în celălalt, m/min;
S — secțiune activă a motorului hidraulic, cm²;
F_a, F_b — forțe rezistente la deplasarea în cele două sensuri, daN;
p_a, p_b — presiunea în camera a respectiv camera b a motorului rectiliniu, daN/cm²;
m — modulul roții dințate, mm;
z — numărul de dinți ai roții dințate;
n_0 — turația motorului electric care acționează pompa hidraulică, rot/min;
λ — coeficientul de lățime al roții dințate;
B — lățimea roților dințate, mm;
d — diametrul pistonașelor, mm;
e_p, e_M — excentricitatea pompei, respectiv a motorului hidraulic, mm;
i — numărul de pistonașe;
K — coeficient ce depinde de tipul mediului hidraulic;
α — coeficient de debit;
S_{dr} — secțiunea droselului, mm²;
Δp — căderea de presiune pe drosel, daN/cm²;

Scanned with OKEN Scanner

Q_{min}, Q_{max} — debitul minim și respectiv debitul maxim ce trece prin drosel și ajunge la motorul hidraulic, l/min;

v_{min}, v_{max} — viteza minimă și respectiv viteza maximă de deplasare a motorului hidraulic, m/min;

R_v — raportul de reglare al vitezelor;

P_E — puterea motorului electric, kW;

Δp_b — pierderile de presiune în sistem la deplasarea motorului hidraulic cu viteza v_b (vezi fig. 8.25), daN/cm².

8.2.2. Relații de calcul

$$v = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot Q}{(D_1^2 - d_1^2)} \quad [\text{m/min}]; \tag{8.41}$$

$$p = \frac{100 \cdot 4F}{(D_1^2 - d_1^2)} \quad [\text{daN/cm}^2]; \tag{8.42}$$

$$Q_p = 10^{-6} \cdot 2\pi\lambda m^3 z n_o \quad [\text{l/min}]; \tag{8.43}$$

$$\lambda = \frac{B}{m}; \tag{8.44}$$

$$Q_p = 10^{-6} \frac{\pi d^2}{2} e_p i n_o \quad [\text{l/min}]; \tag{8.45}$$

$$Q = K \alpha s_{dr} \sqrt{\Delta p} \quad [\text{l/min}]; \tag{8.46}$$

$$Q = 10^{-3} S v \quad [\text{l/min}]; \tag{8.47}$$

$$n_M = \frac{e_p}{e_M} n_o \quad [\text{rot/min}]; \tag{8.48}$$

$$P_E = \frac{pQ}{612} \quad [\text{kW}]. \tag{8.49}$$

8.2.3. Probleme caracteristice rezolvate

1. Cunoscînd că un motor hidraulic rectiliniu (fig. 8.22) are caracteristicile $D_1 = 60$ mm, $d_1 = 20$ mm, $F_a = 25$ daN,

Scanned with OKEN Scanner

$F_b = 1\,000$ daN și $Q = 5$ l/min, să se calculeze vitezele de translație și presiunile lichidului la deplasarea în cele două sensuri.

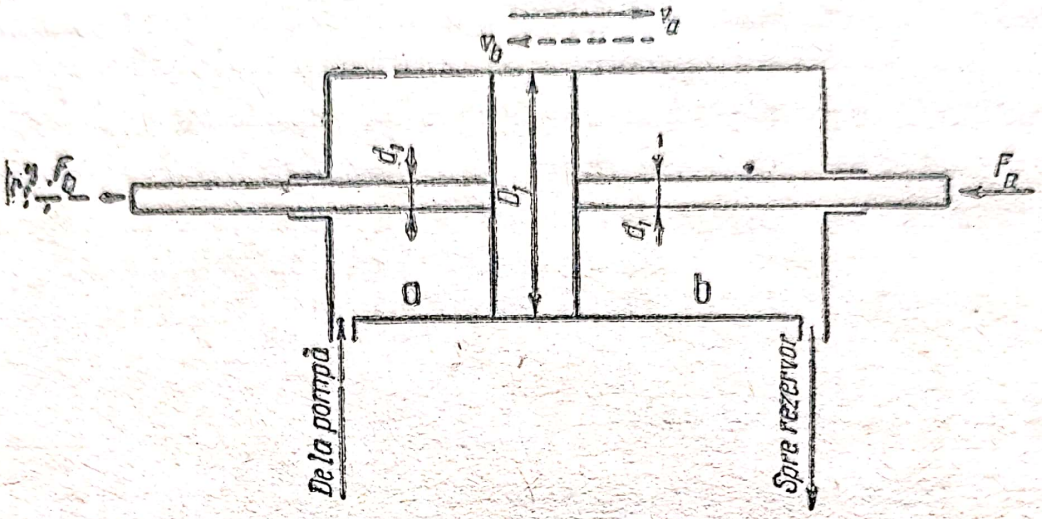

Fig. 8.22. Motor hidraulic rectiliniu:
a, *b* — camerele motorului hidraulic.

Rezolvare. Înlocuind datele din problemă în (8.41) rezultă

$$v_a = v_b = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 5}{(60^2 - 20^2)} = 1{,}99 \ \text{[m/min]}.$$

Cele două viteze sînt egale întrucît tijele motorului hidraulic au diametre egale și, prin urmare, secțiunea activă este aceeași.

Presiunea în cilindru se calculează cu relația (8.42) și se obține

$$p_a = \frac{100 \cdot 4 \cdot 1\,000}{(60^2 - 20^2)} = 39{,}8 \ \text{[daN/cm}^2\text{]};$$

$$p_b = \frac{100 \cdot 4 \cdot 25}{(60^2 - 20^2)} = 0{,}995 \ \text{[daN/cm}^2\text{]}.$$

Presiunile din cele două camere sînt diferite deoarece forțele ce se opun deplasării într-un sens, respectiv în celălalt, sînt diferite.

2. Să se calculeze debitul mediu pentru o pompă cu roți dințate avînd caracteristicile: $m = 5$ mm, $z = 7$ dinți, $B = 20$ mm, $n_0 = 1\,460$ rot/min.

Rezolvare. Pompele cu roți dințate dau un debit pulsatoriu care se calculează cu relații destul de complicate [48]. Pentru calculul debitului mediu se poate utiliza însă formula (8.43).

Scanned with OKEN Scanner

Determinînd cu relaţia (8.44) $\lambda = \frac{20}{5} = 4$ şi înlocuind această valoare şi datele din problemă în (8.43) se obţine

$$Q_p = 10^{-6} \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 4 \cdot 5^3 \cdot 1\,460 = 4{,}58 \text{ [l/min]}.$$

3. Să se afle ce excentricitate este necesar să se fixeze la pompa cu pistonaşe radiale avînd: $d = 10$ mm, $i = 9$, $n_o = 2\,860$ rot/min, pentru a se obţine un debit mediu egal cu 10 l/min.

Rezolvare. Din (8.45) rezultă că debitul pompelor cu pistonaşe radiale variază liniar cu excentricitatea e_p dintre stator şi rotor. Reglarea debitului acestor pompe se obţine prin varierea excentricităţii e_p.

Din (8.45) rezultă

$$e_p = \frac{2Q}{10^{-6} \cdot \pi d^2 i n_o} \text{ [mm]}.$$

Prin înlocuirea datelor şi efectuarea calculelor se obţine:

$$e_p = \frac{2 \cdot 10}{10^{-6} \cdot 3{,}14 \cdot 10^2 \cdot 9 \cdot 2\,860} = 2{,}47 \text{ [mm]}.$$

4. Să se determine formula pentru calculul raportului de reglare al vitezelor în cazul sistemelor hidrostatice cu reglare prin drosel, destinate obţinerii mişcării rectilinii.

Rezolvare. Utilizînd formula (8.46) care dă debitul droselului în funcţie de parametrii constructivi şi de căderea de presiune pe drosel se poate determina

$$Q_{min} = S_{drmin} K \alpha \sqrt{\Delta p};$$

$$Q_{max} = S_{drmax} K \alpha \sqrt{\Delta p}. \qquad (8.46,\ 1)$$

Cu relaţia (8.47) se obţin debitele Q_{min} şi Q_{max} corespunzător vitezelor v_{min} şi v_{max}:

$$Q_{min} = 10^{-3} S v_{min} \text{ [l/min]};$$

$$Q_{max} = 10^{-3} S v_{max} \text{ [l/min]}. \qquad (8.46,\ 2)$$

Înlocuind (8.46, 2) în (8.46, 1) rezultă:

$$v_{min} = \frac{10^3 S_{drmin}}{S} K \alpha \sqrt{\Delta p} \text{ [m/min]}; \qquad (8.46,\ 3)$$

$$v_{max} = \frac{10^3 S_{drmax}}{S} K \alpha \sqrt{\Delta p} \text{ [m/min]}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Din (8.46, 3) se obține raportul de reglare al vitezelor motorului

$$R_v = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{S_{drmax}}{S_{drmin}} \quad (8.46, 3)$$

5. Să se determine formula pentru calculul turației obținute la ieșirea unui variator hidrostatic rotativ care are în componența sa o pompă identică, din punct de vedere constructiv, cu motorul hidraulic.

Rezolvare. Variatorul hidrostatic rotativ este reprezentat schematic în fig. 8.23. Se observă că debitul dat de pompă intră în întregime în motorul hidraulic, obținîndu-se la arborele de ieșire al acestuia turația n_M.

Din (8.45) prin înlocuirea lui n_o cu n_M, e_p cu e_M și Q_p cu Q_M se obține turația motorului hidraulic

$$n_M = \frac{2Q_M}{10^{-6}\pi d^2 i e_M} \text{ [rot/min].} \quad (8.45, 1)$$

Întrucît $Q_M = Q_p$ în (8.45, 1) se înlocuiește Q_M cu Q_p dat de (8.45) și rezultă

$$n_M = \frac{e_p}{e_M} n_o \text{ [mm].} \quad (8.48)$$

Din (8.48) rezultă că turația motorului variază direct proporțional cu excentricitatea pompei și invers proporțional cu excentricitatea motorului hidraulic.

Reprezentarea grafică a relației (8.48) este dată în fig. 8.24. Se observă că inversarea sensului de rotație al motorului poate teoretic să se obțină prin schimbarea semnului excentricității pompei sau motorului hidraulic. Deoarece la inversarea semnului excentricității motorului apar șocuri mari, acest mod de inversare a sensului de rotație nu este practic posibil.

6. Să se determine puterea dată de motorul electric pentru acționarea pompei din sistemul hidrostatic reprezentat în fig. 8.25 în faza de lucru (săgeata v_b). Se dau: $v_a = 7$ m/min; $v_b = 100$ mm/min; $F_b = 600$ daN; $D_1 = 60$ mm; $d_1 = 20$ mm, $\Delta p_b = 5$ daN/cm^2.

Scanned with OKEN Scanner

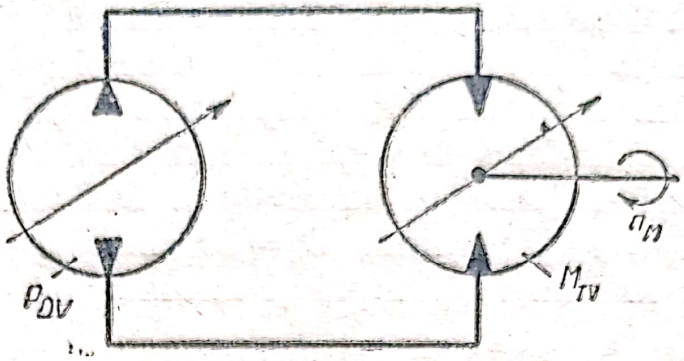

Fig. 8.23. Variator hidrostatic:
P_{DV} — pompă cu debit variabil; M_{TV} — motor cu turație variabilă.

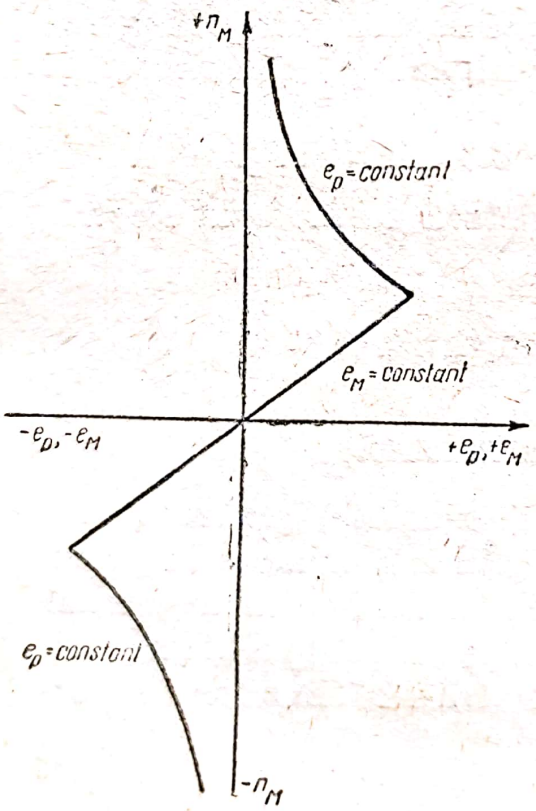

Fig. 8.24. Dependența turației de ieșire la variatorul hidrostatic în funcție de e_p și e_M.

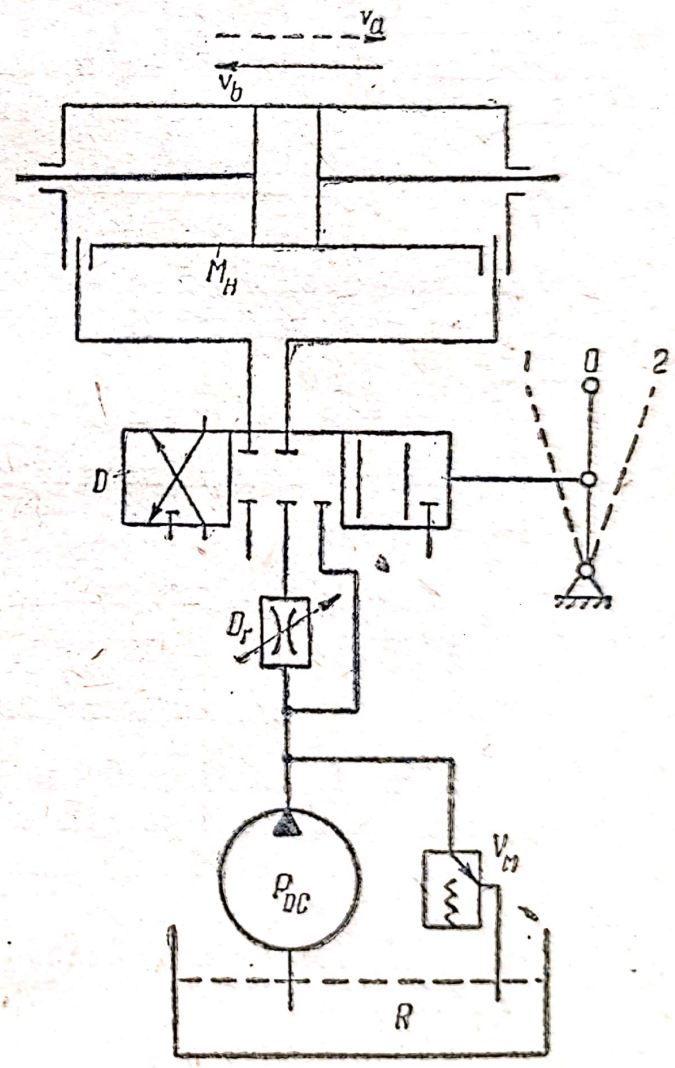

Fig. 8.25. Sistem hidrostatic pentru obținerea mișcării rectilinii:
R — rezervor; V_M — valvă maximală; P_{DC} — pompă cu debit constant; D_r — drosel; D — distribuitor; M_H — motor hidraulic; 0, 1, 2 — pozițiile manetei pentru comanda distribuitorului.

Scanned with OKEN Scanner

Rezolvare. Pompa P_{dv} are debit constant și se folosește atît la realizarea fazei de lucru cît și a celei de gol (deplasare rapidă). Din acest motiv pompa trebuie să asigure atît debitul necesar în faza de deplasare rapidă (Q_a) cît și presiunea necesară în faza de lucru (p_b). Din (8.47) înlocuind $S=\pi(D_1^2-d_1^2)/4$, $v=7$ m/min, $D_1=60$ mm, $d_1=30$ mm rezultă debitul maxim al pompei și anume:

$$Q_a=\frac{3{,}14(60^2-40^2)\cdot 7}{4\cdot 10^3}=17{,}5\ [\text{l/min}].$$

La deplasarea motorului în faza de lucru pompa dă același debit, însă numai o parte trece prin drosel și ajunge la motorul hidraulic, cealaltă parte trece prin valva maximală V_M la rezervor.

Presiunea necesară în motorul hidraulic la deplasarea în faza de lucru se calculează cu (8.42) și se obține:

$$p_b=\frac{100\cdot 4\cdot 600}{3{,}14(60^2-20^2)}=23{,}8\ \ [\text{daN/cm}^2].$$

Valoarea presiunii dată de pompă se află prin adăugarea pierderilor de presiune Δp_b la presiunea p_b din motor și rezultă

$$p_b=p_b+\Delta p_b=23{,}8+5=28{,}8\ \ [\text{daN/cm}^2].$$

Cu (8.49) se determină puterea dată de motorul electric în faza de lucru și rezultă

$$P_E=\frac{28{,}8\cdot 17{,}5}{612}=0{,}82\ [\text{kW}].$$

8.3. ACȚIONAREA ELECTRICĂ

Lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte, realizate atît pe cale mecanică cît și pe cale hidrostatică, primesc mișcarea de la un motor electric de curent alternativ sau de curent continuu. În paragraful de față se prezintă probleme privind calculul puterii motoarelor electrice a timpilor de pornire, oprire și frînare.

8.3.1. Notații utilizate

P_N este puterea nominală a motorului electric kW;
P_e — puterea efectivă a motorului electric, kW;

Scanned with OKEN Scanner

F_a — forța de așchiere, daN;
K — încărcarea motorului electric, %;
v_a — viteza de așchiere, m/min;
η — randamentul lanțului cinematic;
i — numărul fazei de lucru;
P_{ai} — forța de așchiere în faza de prelucrare i, kW;
P_{ei} — puterea efectivă dată de motor în faza de prelucrare i, kW;
P_{ec} — puterea echivalentă a motorului electric, kW;
t_i — timpul de executare a fazei de lucru i, s;
G — greutatea subansamblului, N;
μ_o, μ — coeficientul de frecare la pornire și coeficientul de frecare în timpul deplasării;
v_d — viteza de deplasare, m/min;
λ — coeficientul de suprasarcină;
a_N — alunecarea nominală a motorului electric;
M_{rp} — cuplul rezistent în momentul pornirii la arborele motorului electric, Nm;
D_{Aj} — durata relativă j de funcționare;
P_{DAj} — puterea nominală la durata relativă de funcționare DAj, kW;
n_o, n_N — turația de mers în gol, respectiv turația nominală a motorului, rot/min;
ω_o, ω_N — viteza unghiulară la mersul în gol, respectiv la încărcarea nominală, rad/s;
M_N — cuplul nominal, Nm;
M_{cr}, M_p — cuplul critic respectiv cuplul de pornire, Nm;
λ_{cr}, λ_p — raportul între cuplul critic, respectiv cuplul de pornire și cuplul nominal;
M_m — cuplul de pornire mediu, Nm;
M_a — cuplul de accelerare, Nm;
J_t — momentul axial total de inerție la arborele motorului electric, kg m^2;
J_M — momentul de inerție al motorului electric, kgm^2;
J_r — momentul de inerție al organelor în mișcare redus la arborele motorului electric, kgm^2;
t_p, t_o — timpul de pornire, respectiv timpul de oprire, s;
t_f — timpul de frînare, s;
P_o — puterea de mers în gol, kW,

Scanned with OKEN Scanner

8.3.2. Relații de calcul

$$p_e = \frac{F_a v_a}{6\,120} \text{ [kW]}; \tag{8.50}$$

$$K = \frac{P_e 100}{P_N} \text{ [\%]}; \tag{8.51}$$

$$P_{et} = \frac{P_{at}}{\eta} \text{ [kW]}; \tag{8.52}$$

$$P_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=n} P_{ei}^2 t_i}{\sum_{i=1}^{i=n} t_i}} \text{ [kW]}; \tag{8.53}$$

$$P_e = \frac{G \mu v_a}{6\,120\,\eta\lambda} \text{ [kW]}; \tag{8.54}$$

$$M_{rp} = \frac{975\, G \mu_0 v_a}{6\,120\,\eta n_0 (1 - a_N \lambda)} \text{ [Nm]}; \tag{8.55}$$

$$P_{DA1}\sqrt{D_{A1}} = P_{DA2}\sqrt{D_{A2}}; \tag{8.56}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ [rad/s]}; \tag{8.57}$$

$$M = \frac{1\,000\, P}{\omega} \text{ [Nm]}; \tag{8.58}$$

$$\lambda_p = \frac{M_p}{M_N}; \tag{8.59}$$

$$\lambda_{cr} = \frac{M_{cr}}{M_N}; \tag{8.60}$$

$$M_m = \frac{1}{2}(M_p + M_{cr}) \text{ [Nm]}; \tag{8.61}$$

$$t = \frac{J_M + J_r}{M} \omega_o \text{ [s]}; \tag{8.62}$$

$$t_f = \frac{J\omega_0}{M_0 + M_N} \text{ [s]}. \tag{8.63}$$

Scanned with OKEN Scanner

8.3.3. Probleme caracteristice rezolvate

1. Lanțul cinematic principal al unui strung avînd $\eta = 0{,}88$ este acționat de către un motor electric asincron cu $P_N = 5$ kW. Să se determine încărcarea motorului la executarea unei operații de strunjire pentru care: $F_a = 500$ daN, $v_a = 50$ m/min. Se precizează că pentru efectuarea prelucrării date este necesar un timp îndelungat.

Rezolvare. Din datele problemei rezultă că în acest caz motorul funcționează în regim de durată la sarcină constantă. Prin regim de durată la sarcină constantă se înțelege acel regim în care motorul funcționează în sarcină un timp suficient de lung, încît se încălzește pînă la atingerea echilibrului termic. Pentru un astfel de regim puterea motorului se calculează cu formula (8.50).

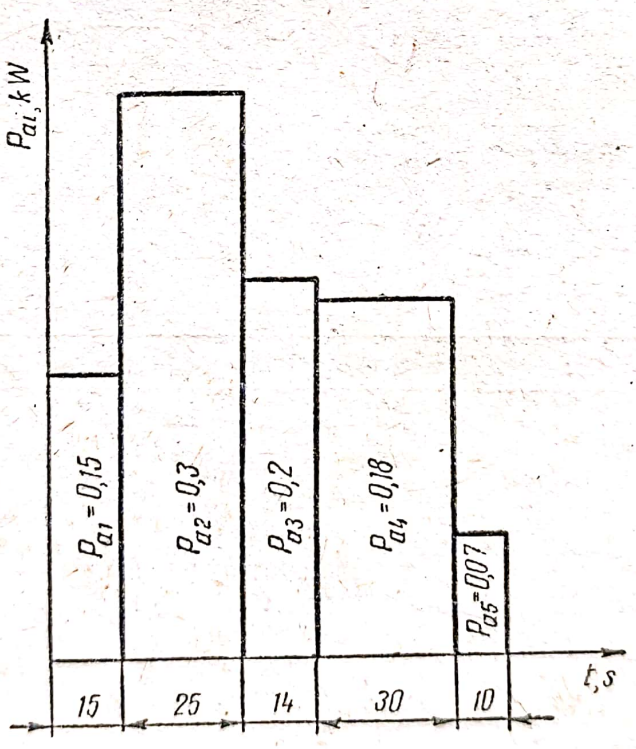

Fig. 8.26. Diagrama puterilor de așchiere la arborele principal al mașinii-unelte.

Cu datele din problemă din (8.50) rezultă

$$P_e = \frac{500 \cdot 50}{6\,120 \cdot 0{,}88} = 3{,}59 \text{ [kW]}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Încărcarea motorului se calculează cu (8.51) și rezultă

$$K=\frac{3{,}59\cdot 100}{5}=71{,}8\ [\%].$$

2. Pentru prelucrarea unei piese la un strung automat sînt necesare cinci operații. Diagrama puterilor de așchiere (P_{ai}) la arborele mașinii-unelte este dată în fig. 8.26. Să se determine puterea echivalentă a motorului electric de acționare cunoscînd că toate strunjirile se execută cu aceeași turație și randamentul lanțului cinematic $\eta=0{,}92$.

Rezolvare. Cu (8.52) se determină puterile P_{ei} la arborele motorului electric pentru fiecare operație și rezultă:

$$P_{e1}=\frac{0{,}15}{0{,}92}=0{,}163\ [\text{kW}];\qquad P_{e2}=\frac{0{,}3}{0{,}92}=0{,}326\ [\text{kW}];$$

$$P_{e3}=\frac{0{,}2}{0{,}92}=0{,}217\ [\text{kW}];\qquad P_{e4}=\frac{0{,}18}{0{,}92}=0{,}195\ [\text{kW}];$$

$$P_{e5}=\frac{0{,}07}{0{,}92}=0{,}076\ [\text{kW}].$$

Înlocuind $P_{e1}-P_{e5}$ și t_1-t_5 (fig. 8.26) în (8.53) și efectuînd calculele se obține:

$$P_{ec}=\sqrt{\frac{0{,}163^2\cdot 15+0{,}362^2\cdot 25+0{,}217^2\cdot 14+0{,}195^2\cdot 30+0{,}076^2\cdot 10}{15+25+14+30+10}}=$$

$$=0{,}2\ [\text{kW}].$$

Pentru ca motorul electric să funcționeze în bune condițiuni este necesar ca puterea lui nominală să fie egală sau mai mare decît P_{ec} calculat.

3. Să se determine puterea necesară acționării și cuplul rezistent la deplasarea unei sănii pe ghidajele sale cunoscînduse: $G=5\,000$ daN, $v_d=2{,}5$ m/min; $\mu_o=0{,}25$, $\mu=0{,}12$, $\eta=0{,}77$, $n_o=1\,500$ rot/min, $a_N=0{,}02$. Timpul maxim de funcționare al motorului nu depășește 5 minute și apoi staționează timp îndelungat.

Rezolvare. Întrucît motorul funcționează un timp suficient de scurt se consideră că el lucrează în regim de scurtă durată. În acest caz, motorul nu se încălzește pînă la temperatura

de regim în timpul funcționării, dar se răcește pînă la temperatura mediului ambiant, în timpul staționării. Din acest motiv se poate admite o supraîncărcare (λ) a motorului pînă la 2,5 din puterea sa nominală.

Considerînd $\lambda=2$ cu (8.54) se obține

$$P_e=\frac{5\,000\cdot 0{,}12\cdot 2{,}5}{6\,120\cdot 0{,}77\cdot 2}=0{,}159\ [\text{kW}].$$

Cuplul rezistent la pornire se calculează cu (8.55) și are valoarea

$$M_{rp}=\frac{975\ 5\,000\cdot 0{,}25\cdot 2{,}5}{6120\cdot 0{,}77\cdot 1\,500(1-0{,}02\cdot 2)}=0{,}45\ [\text{Nm}].$$

Motorul electric de acționare trebuie să aibă $P_N\geqslant P_e$ și $M_p\geqslant M_{rp}=0{,}45$ Nm.

4. Un motor asincron fabricat pentru a lucra în regim întermitent periodic are următoarele date nominale: $P_N=17{,}5$ kW și $DA_N=25\%$.

Să se calculeze ce putere nominală va avea motorul pentru durata relativă de funcționare $DA=20\%$.

Rezolvare. O rezolvare exactă a problemei presupune cunoașterea pierderilor constante și variabile din motor. Se poate obține însă un rezultat aproximativ apreciind că la trecerea de la o durată relativă de funcționare DA_1 la alta DA_2, puterea medie patratică trebuie să rămînă aceeași.

Din (8.56) rezultă

$$P_{DA2}=P_{DA1}\sqrt{\frac{DA_1}{DA_2}}\ [\text{kW}].$$

Înlocuind în formulă P_{DA1} cu P_N, DA_1 cu DA_N, P_{DA2} cu P_{DA} și DA_2 cu DA se obține

$$P_{DA}=17{,}5\sqrt{\frac{25}{20}}=17{,}5\cdot 1{,}12=19{,}6\ [\text{kW}].$$

De aici rezultă că prin micșorarea duratei relative de funcționare, motorul poate fi încărcat la o putere mai mare.

5. O mașină-unealtă este acționată de un motor asincron trifazat în scurtcircuit avînd următoarele caracteristici: $P_N=7{,}5$ kW, $n_N=2\,920$ rot/min, $J_M=0{,}05$ kgm^2, $\lambda_p=2{,}57$, $\lambda_{cr}=2{,}81$. Se precizează că mașina-unealtă pornește în gol

avînd $P_o = 0{,}5$ kW, iar momentul axial de inerție al organelor în mișcare, redus la arborele motorului este $J_r = 0{,}08$ kgm². Să se calculeze timpii de pornire și oprire ai mașinii-unelte.

Rezolvare. Viteza unghiulară nominală se calculează cu (8.57) în care se înlocuiește ω cu ω_N și n cu n_N.

$$\omega_N = \frac{3{,}14 \cdot 2\,920}{30} = 305{,}6 \text{ [rad/s]}.$$

Prin înlocuirea lui M cu M_N, P cu P_N și ω cu ω_N în (8.58) se află valoarea lui M_N:

$$M_N = \frac{1\,000 \cdot 7{,}5}{304{,}6} = 24{,}54 \text{ [Nm]}.$$

Din (8.5) rezultă cuplul maxim de pornire

$$M_p = \lambda_p M_N = 2{,}75 \cdot 24{,}54 = 63{,}06 \text{ [Nm]}.$$

Cuplul critic al motorului se deduce din (8.60) și are valoarea

$$M_{cr} = \lambda_{cr} M_N = 2{,}81 \cdot 24{,}54 = 68{,}95 \text{ [Nm]}.$$

Cu (8.61) se află cuplul mediu la pornirea motorului

$$M_m = 0{,}5 \ (63{,}06 + 68{,}95) = 66 \text{ [Nm]}.$$

Viteza unghiulară la mersul în gol (ω_o) se află cu (8.57) în care se înlocuiește n cu n_o

$$\omega_o = \frac{3{,}14 \cdot 3\,000}{30} 314 \text{ [rad/s]}.$$

Cuplul rezistent la mersul în gol (M_o) se determină cu (8.58) în care se înlocuiește P cu P_o și ω cu ω_o. După efectuarea calculelor rezultă

$$M_o = \frac{1\,000 \cdot 0{,}5}{314} = 1{,}6 \text{ [Nm]}.$$

Timpul de pornire (t_p) se calculează cu (8.62) în care se înlocuiește $M = M_a = M_m - M_o$

$$t_p = \frac{J_m + J_r}{M_m - M_o} \omega_o = \frac{0{,}13 \cdot 314}{66 - 1{,}6} = \frac{0{,}13 \cdot 314}{64{,}4} = 0{,}63 \text{ [s]}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Timpul t_o, de pornire liberă (fără frînare electrică sau mecanică) se obține tot cu (8.62) în care M se înlocuiește cu M_o

$$t_o = \frac{0{,}13 \cdot 314}{1{,}6} = 25{,}5 \ \text{[s]}.$$

În cazul cînd mașina-unealtă se oprește prin frînarea contracurent a motorului electric, timpul de frînare se calculează cu (8.63) și are valoarea

$$t_f = \frac{0{,}13 \cdot 314}{1{,}6 + 24{,}54} = 1{,}5 \ \text{[s]}.$$

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. *Adler, O. R.* **Angrenaje.** Vol. I și II. București, Editura tehnică, 1968.
2. *Aelenei, M.* și *Crețu, M.* **Mașini de alezat și frezat.** Vol. I și II. București, Editura tehnică, 1975.
3. *Aelenei, M.* **Erori limită la reglarea lanțurilor cinematice de filetare la mașinile de frezat roți dințate cu freza-melc.** București, Construcția de mașini nr. 7, 1973.
4. *Aelenei, M.* și *Vlase, A.* **Aparat pentru măsurarea preciziei cinematice a roților dințate cilindrice.** București, Construcția de mașini nr. 8, 1973.
5. *Ananin, S. G.* ș.a. **Metallorejuşcie stanki.** Moskva, Maşghiz, 1958.
6. *Avrutin, S. V.* **Raționalinaia rabota frezerovșcika.** Moskva, Maşghiz, 1962.
7. *Barbu, V.* **Calculele strungului.** București, Editura tehnică, 1959.
8. *Berezin, B. P.* ș.a. **Zuboșlifovalinie raboti.** Moskva, Vîșșaia școla, 1966.
9. *Biber, Gh.* **Strungul Iosif Rangheț-S3.** București, Editura tehnică, 1961.
10. *Biber, Gh.* **Manualul strungarului.** Ed. a II-a. București, Editura tehnică, 1977.
11. *Botez, E.* **Mașini-unelte.** Vol. I. București, Editura tehnică, 1969.
12. *Botez, E.* **Cinematica mașinilor-unelte.** București, Editura tehnică, 1961.
13. *Botez, E.* **Angrenaje.** București, Editura tehnică, 1962.
14. *Botez, E.* **Capete divizoare.** București, Editura tehnică, 1959.
15. *Buzatu, V.* și *Zenovei, C.* **Tabele pentru ateliere mecanice.** București. Editura tehnică, 1970.
16. *Buzatu, V., Caisân, V.* și *Gerbert, Fr.* **Îndrumător pentru ridicarea calificării frezorilor.** Ed. a II-a. București, Editura tehnică, 1975.
17. *Constantinescu, N.* **Filetarea pe strung.** București, Editura tehnică, 1962.
18. *Crețu, M.* și *Simion, Al.* **Mașini de frezat fabricate în R.S.R.** București, Editura tehnică, 1964.
19. *Demetrescu, G.* **Cartea rabotorului.** București, Editura tehnică, 1961.
20. *Diaconescu, I.* ș.a. **Mașini-unelte.** Vol. I—VI. București, Editura transporturilor și telecomunicațiilor, 1959—1962.
21. *Dogărescu, Șt.* **Strunguri carusel fabricate în R.S.R.** București, I.D.T., 1967.
22. *Domșa, Al.* și *Vintilă, N.* **Tehnologia prelucrării prin așchiere și mașini-unelte.** București, Editura didactică și pedagogică, 1964.
23. *Duca, Z.* **Găurirea.** București, Editura tehnică, 1962.
24. *Duca, Z.* **Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte.** București, Editura didactică și pedagogică, 1969.

Scanned with OKEN Scanner

25. *Eliezer, S.* **Scule aşchietoare cu plăcuţe.** Ed. a II-a. Bucureşti, Editura tehnică, 1977.

26. *Eliezer, S.* **Cuţite cu plăcuţe din carburi metalice.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

27. *Enache, Şt.* **Tehnologia sculelor aşchietoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

28. *Enache, Şt.* **Tehnologia ascuţirii şi netezirii sculelor aşchietoare.** Vol. I şi II. Bucureşti, Editura tehnică, 1973.

29. *Enache, Şt., Dragu, D.* şi *Simionescu, M.* **Tehnologia sculelor aşchietoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

30. *Enache, Şt.* şi *Oprean, A.* **Ascuţirea sculelor aşchietoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

31. *Enache, Şt.* şi *Aelenei, M.* **Aşchierea şi scule aşchietoare.** Bucureşti, E ditura didactică şi pedagogică, 1967.

32. *Georgescu, G. S.* **Cartea rectificatorului.** Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

33. *Georgescu, G. S.* **Îndrumător pentru ateliere mecanice.** Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

34. *Georgescu, G.* şi *Vasiliu, Şt.* **Cartea frezorului.** Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

35. *Gerbert, Fr.* şi *Caisân, V.* **Îndrumător pentru ridicarea calificării strungarului.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

36. *Gheghea, I., Tabără, V., Dorin, Al.* şi *Pană, C.* **Instalaţii electrice şi electronice ale maşinilor-unelte.** Bucureşti, Institutul Politehnic (multiplicat), 1976.

37. *Golovanov, N. F.* ş.a. **Zubceatie i cerveacinie peredaci.** Leningrad, Maşînostroenie, 1967.

38. *Guliacikin, K. N.* **Laboratornie raboti po kursu Metallorejuşcie stanki.** Moskva, Maşghiz, 1963.

39. *Harizomenov, I. V.* **Acţionarea electrică a maşinilor-unelte, traducere din limba rusă.** Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

40. *Kedrinski, V. N.* şi *Pismanik, K. M.* **Stanki dlia obrabotki koniceskih zubciatih kolios.** Moskva, Maşînostroenie, 1967.

41. *Klimov, V. I.* ş.a. **Spravocinik instrumentalşcika-konstruktora.** Moskva, Maşghiz, 1958.

42. *Kucer, A. M.* ş.a. **Metallorejuşcie stanki.** Leningrad, Maşînostroenie, 1972.

43. *Lăzărescu, I. D.* **Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

44. *Lăzărescu, I. D.* **Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

45. *Loktev, A. M.* ş.a. **Spravocinik instrumentalşcika-konstruktora.** Moskva, Maşghiz, 1958.

46. *Nefedov, N. A.* **Sbornik zadaci i primerov po rezaniiu metallov i rejuşcemu instrumentu.** Moskva, Maşînostroenie, 1962.

47. *Oprean, A.* **Hidraulica maşinilor-unelte.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.

48. *Oprean, A., Marin, V.* şi *Moraru, V.* **Sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte şi preselor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

Scanned with OKEN Scanner

49. *Oprean, A., Marin, V.* şi *Dorin, Al.* **Acţionări hidraulice.** Bucureşti, Editura tehnică, 1976.
50. *Picoş, C.* ş.a. **Tehnologia construcţiei de maşini — Probleme.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1976.
51. *Picoş, C.* ş.a. **Calculul adaosurilor de prelucrare şi al regimurilor de aşchiere.** Bucureşti, Editura tehnică, 1974.
52. *Pismanik, K. M.* şi *Kedrinski, V. N.* **Rasciot i primeri naladok stankov dlia narezania koniceskih kolias s krugovimi zubiami.** Moskva: Leningrad, Maşghiz, 1962.
53. *Profkin, N. F.* **Protiaghivanie protiajemi iz tviordih splavov.** Moskva, Maşinostroenie, 1966.
54. *Rudenko, S. I.* **Metallorejuşcie stanki, sbornik zadaci i laboratornih rabot.** Moskva-Kiev, Maşghiz, 1961.
55. *Ruzička, V.* **Controlul roţilor dinţate, traducere din limba cehă.** Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
56. *Sauer, L.* **Scule pentru danturare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
57. *Sauer, L.* **Scule pentru filetare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
58. *Sauer, L.* ş.a. **Angrenaje.** vol. I şi II. Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
59. *Sauer, L.* **Scule pentru prelucrarea găurilor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1966.
60. *Săndulescu, I.* **Frezarea filetelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
61. *Sâsoev, V. I.* **Osnovi rezania metallov i rejuşcii instrument.** Moskva, Maşghiz, 1962.
62. *Semencenko, I. I.* ş.a. **Proectirovanie metallorejuşcih instrumentov.** Moskva, Maşghiz, 1962.
63. *Simionescu, M.* **Proiectarea şi execuţia capetelor pentru danturarea în arc de cerc.** Din experienţa uzinei Progresul-Brăila. Bucureşti, I.D.T., 1967.
64. *Şavliuga, N. I.* **Lanţurile cinematice ale maşinilor-unelte** (traducere din limba rusă), Bucureşti, Editura tehnică, 1954.
65. *Tabără, V., Sandu, I., Iacobescu, I.* şi *Cosmin, D.* **Acţionarea electrică a maşinilor-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1968.
66. *Tepinkicieva, V. K.* **Metallorejuşcie stanki.** Moskva, Maşinostroenie, 1973.
67. *Trofimov, A. N.* **Alibom shem metallorejuşcih stankov.** Moskva, Maşghiz, 1962.
68. *Vaclav, K.* **40 000 rapoarte de transmitere** (traducere din limba cehă). Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
69. *Vaida, Al., Aelenei, M.* ş.a. **Maşini-unelte.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1970.
70. *Vlad, Al.* şi *Grigorescu, H.* **Reglarea strungurilor automate.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
71. *Vrţeli, P.* şi *Winter, G.* **Strunguri revolver.** Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
72. *Zamfir, M.* **Maşini de găurit fabricate în R.S.R.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
73. * * * **Fonte şi oţeluri** (Standarde şi comentarii).
74. * * * Scule aşchietoare (Standarde şi comentarii).
75. * * * Spravocinik tehnologa maşinostroitelea. Moskva, Maşghiz, 1963.

Scanned with OKEN Scanner

În aceeași colecție, **au apărut:**

Popa, I., Ștefanciuc, V.

Indrumător pentru repararea cazanelor
Vol. I și II

*

Barovic, A., Nicolaescu, Gh.

Indrumător pentru ștanțare și matrițare la rece

*

Eliezer, S.

Scule aschietoare cu plăcuțe. Ed. a II-a

Scanned with OKEN Scanner

În același domeniu, pentru tehnicienii și inginerii din industria constructoare de mașini, vor apărea:

Picoș, C. ș.a.

Normarea tehnică pentru prelucrările mecanice
Vol. I și II

*

Moraru, V., Minciu, C., Catrina, D.

Centre de prelucrare

*

Crișan, I. ș.a.

Automatizarea montajului în construcția de mașini

*

Dumitraș, C. ș.a.

Ștanțe și matrițe din elemente modulate

Scanned with OKEN Scanner

Vor apărea:

Rabinovici, I.
TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE
Vol. I și II. Ed. a III-a

*

Aelenei, M., Constantin, R.
REGLAREA MAȘINILOR DE DANTURAT PENTRU MECANICĂ FINĂ

*

Gavrilaș, I., Marinescu, N.
PRELUCRAREA PRIN ELECTROEROZIUNE ȘI ELECTROCHIMIC ABRAZIVĂ
Vol. I și II

*

Răducu, V., Răducu, N., Rusu, Gh.
ÎNDRUMĂTOR PENTRU RIDICAREA CALIFICĂRII LĂCĂTUȘILOR DIN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI
Vol. I și II

Scanned with OKEN Scanner